



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

---

**“Estudio de las emisiones de escape  
en motores de combustión interna  
alternativos utilizando diferentes  
sistemas de control de  
contaminantes”**

---

**TESIS DOCTORAL**

Presentada por: D. DANIEL CAMPOS NAVARRO  
Dirigida por: DR. D. VICENTE BERMÚDEZ TAMARIT

Valencia, Febrero 2016





# TESIS DOCTORAL

**“Estudio de las emisiones de escape en motores de  
combustión interna alternativos utilizando  
diferentes sistemas de control de contaminantes”**

Presentada por: D. DANIEL CAMPOS NAVARRO  
Dirigida por: DR. D. VICENTE BERMÚDEZ TAMARIT

## TRIBUNAL EVALUADOR

DR. D. OCTAVIO ARMAS VERGEL  
DR. D. JUAN JOSÉ HERNÁNDEZ ADROVER  
DR. D. ANDRÉS MELGAR BACHILLER

## TRIBUNAL PARA LA DEFENSA

Presidente: DR. D. JAIME ALBERTO BROATCH JACOBI  
Secretario: DR. D. OCTAVIO ARMAS VERGEL  
Vocal: DRA. D<sup>A</sup>. MARÍA DEL PILAR DORADO PÉREZ

Valencia, Febrero 2016



*“Alegría, esfuerzo, detalles e ilusión”*

Juan Manuel Montilla Macarrón (El Langui), en *“Aguantando El Tirón”* (2006).



# Agradecimientos

Hace cuatro años, jamás imaginé lo rápido que pasaría el tiempo y que este momento llegaría. Con la finalización de esta tesis, es hora de agradecer todo el apoyo recibido a lo largo de estos años para la consecución de este trabajo.

En primer lugar quiero dar las gracias a mi director, Vicente Bermúdez, ya que esta tesis no podría haber salido adelante sin su dedicación, consejos, apoyo y conocimiento compartido durante todo este tiempo. Digno de mención ha sido todo el buen humor, guía, comprensión y charlas a lo largo estos años.

Agradecer al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos la oportunidad de formar parte de este grupo. Desde la dirección, que al principio decidió que yo formase parte de éste, a la secretaría, que tanto apoyo me han dado en todos los tramites, papeleo, y burocracia necesarios; pasando por todo el cuerpo de profesores, técnicos, compañeros de doctorado y proyectandos.

A Toni Peris y Vicent Esteve, grandes técnicos y mejores personas, por todo lo aprendido de la sala de ensayo, así como el apoyo y disposición siempre mostrada a la hora de necesitar su ayuda. No puedo olvidarme tampoco de Juanan, con el que tantas horas de despacho y buenas conversaciones he compartido; y de Jose, quien me ha enseñado como desenvolverse con toda la herramienta necesaria. Muy agradecido también a todos mis proyectandos: Cristina, Carlos, Marta y Andrés.

A mis amigos, y en especial a mi familia del *"Lodazal"*, con los que he compartido casi toda mi vida y que tanto me han ayudado. A Nachete, mi cuasi-hermano, quien me ha aguantado y apoyado durante este tiempo, y con el que tantas cosas he vivido. A Gloria, por siempre estar ahí para todo. Especial agradecimiento a Lele, Javi y Alvarito por los grandes momentos, risas, y ánimo que me han brindado. Sin su alegría, cariño y buen humor nada habría sido lo mismo.

A mi familia, en especial a mis padres y a mi hermano. Ellos han sido uno de los dos pilares que me han permitido mantenerme siempre en pie, aguantando mis quejas y dudas, y mostrando su apoyo incondicional para todo. A mi otro pilar, mi fiel compañera, mi amor, Laura, quien siempre ha estado a mi lado y que jamas ha reprochado nada. Mi bastón de apoyo, y el empuje necesario para volver a levantarme en todas mis caídas. Gracias por hacerme tan feliz y mejor persona en todo este tiempo.

Y por último, a todas esas personas que a pesar de haberme ayudado o haber aportado su grano de arena en cualquier aspecto no aparecen mencionadas en estas lineas debido al poco espacio disponible. Gracias a todos, de corazón.

*Albacete, Diciembre 2015.*



## Resumen

Hoy en día, el desarrollo y mejora de los MCIA está especialmente forzado por la reducción en el consumo de combustible y las emisiones contaminantes. Estas reducciones están motivadas debido al agotamiento de las reservas mundiales de combustibles fósiles y el aumento de los problemas de salud y medioambientales que se han ido reportando a lo largo de los años.

Las actuales regulaciones anticontaminación están obligando a los constructores a incluir diferentes tecnologías que permitan la reducción de la emisión de compuestos nocivos y el cumplimiento de los límites máximos establecidos. En este sentido, los sistemas de post-tratamiento en la línea de gases de escape se han convertido en la solución comúnmente empleadas en todas las arquitecturas de motores existentes para la reducción de dichos compuestos; aunque también se están desarrollando diversas estrategias que afectan directamente al proceso de combustión, tales como los sistemas de recirculación de gases de escape, o nuevos modos de combustión, que buscan este fin.

Esta tesis tiene como objetivo principal la evaluación experimental de las emisiones (CO, HC, NO<sub>x</sub>, PM y PN) que se obtienen a través del uso de nuevas estrategias emergentes para la reducción de contaminantes en MCIA. En este contexto, este trabajo también contempla el desarrollo de una metodología que permita la evaluación y estimación de la concentración hollín emitido durante condiciones de operación dinámicas de motor.

Por un lado, las estrategias analizadas en esta tesis aplicadas a motores de encendido por compresión han estado centradas en los sistemas de post-tratamiento; concretamente, en los DOC y DPF. Así pues, se ha analizado la influencia sobre las emisiones contaminantes de la arquitectura de estos sistemas en la línea de escape, situándolos aguas arriba de la turbina de sobrealimentación, en configuración conocida como *pre-turbo*. Siguiendo con el campo de los DPFs, también se ha llevado a cabo el análisis de la influencia de la estrategia de inyección de agua en este sistema sobre las emisiones contaminantes con este tipo de motor.

Por otro lado, y concerniente a las motorizaciones MEP, se ha estudiado la influencia de la estrategia de EGR sobre las emisiones de un motor turboalimentado y de inyección directa, así como sobre el sistema de post-tratamiento que incorpora (TWC).

A través de estos trabajos se han podido evaluar los efectos de diferentes técnicas de control de emisiones, estableciendo las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas y proponiendo finalmente como continuar el desarrollo de las mismas.





## Abstract

Nowadays, the improvements and developments carried out in reciprocating internal combustion engines are especially based on fuel consumption and pollutant emissions reduction. These reductions are promoted by the depletion of world fossil fuel reserves and the increase in health and environmental problems that have been reported over the years.

Actual regulations are forcing manufacturers to include different technologies which lead to a reduction in harmful compounds emissions, and therefore, the pollutants emission limits can be achieved. In this regard, the aftertreatment systems located in the exhaust line in all engine architectures have become commonly used as a solution to reduce such compounds. Furthermore, the manufacturers are also developing different strategies that directly affect the combustion process such as EGR systems or exploring new combustion modes, which are focus on the reduction of pollutants.

This PhD thesis has as a main objective the experimental evaluation of the pollutant emissions (CO, HC, NO<sub>x</sub>, PM and PN) obtained through the use of emerging strategies for reducing pollutant compounds in reciprocating internal combustion engines. In this context, this work also includes the development of a methodology for the evaluation and assessment of the soot concentration emitted by these engines during dynamic operating conditions.

On the one hand, the strategies that are use along this work and applied to compression ignition engines have been focused on aftertreatment systems, and more precisely on the diesel oxidation catalysts and diesel particle filters. Thus, the influence of the placement of these systems in the exhaust line over pollutants emissions has been analyzed. Following in the field of diesel particle filters, the analysis of the influence of pre-DPF water injection strategy on pollutants compounds has been carried out.

On the other hand, concerning spark ignition engines, the influence of low pressure EGR strategy in a turbocharged direct injection engine on pollutant emission, and the efficiency of the aftertreatment system incorporated (three way catalyst) has been studied.

Through these works it has been possible to determine the effects of different emission control techniques on pollutant compounds, establishing the advantages and disadvantages of each one and, as a results, proposing how to continue the development of these strategies.



## Resum

En l'actualitat, el desenvolupament i millora dels MCIA està especialment forçat per la reducció del consum de combustible i les emissions contaminants. Aquestes reduccions estàn promogudes per l'esgotament de les reserves mundials de combustibles fòssils i l'augment dels problemes de salut i medioambientals que s'han produït durant el últims anys.

Les actuals regulacions anticontaminants han fet que els fabricants incloguen distintes tecnologies que permeten la reducció de l'emissió de compostos nocius i el compliment dels límits màxims establerts. En aquest sentit, els sistemes de post-tractament en la línia dels gasos d'escapament s'han convertit en la solució més utilitzada en totes les arquitectures de motors existents per a la reducció dels compostos mencionats anteriorment; encara que també estàn desenvolupant-se diverses estratègies que afecten directament al procés de combustió, com son els sistemes de recirculació de gasos d'escapament, o nous tipus de combustió, que busquen aquest fi.

Aquesta tesi té com a objectiu principal l'avaluació experimental de les emissions (CO, HC, NOx, PM y PN) que s'obtenen a través de l'ús de noves estratègies emergents per a la reducció de contaminants en MCIA. En aquest context, el treball també contempla el desenvolupament d'una metodologia que permeti l'avaluació i estimació de la concentració de sotja emés durant condicions d'operació dinàmiques del motor.

Per una banda, les estratègies analitzades en aquesta tesi aplicades a motors d'encesa per compressió han estat centrades en els sistemes post-tractament; concretament, en els DOC i DPF. Així doncs, s'ha analitzat la influència sobre les emissions contaminants de l'arquitectura d'aquests sistemes en la línia d'escapament, situant-los aigües amunt de la turbina de sobrealimentació, en configuració coneguda com pre-turbo. Seguint amb el camp dels DPF, també s'ha dut a terme l'anàlisi de la influència de la estratègia d'injecció d'aigua en aquest sistema sobre les emissions contaminants amb aquest tipus de motor.

Per altre costat, pel que concerneix a les motoritzacions MEP, s'ha estudiat la influència de l'estratègia de EGR sobre les emissions d'un motor turboalimentat i d'injecció directa, així com sobre el sistema de post-tractament que incorpora (TWC).

Mitjançant aquests treballs s'han pogut avaluar els efectes de diferents tècniques de control d'emissions, establint els avantatges i inconvenients de cadascuna d'elles i proposant finalment com continuar amb el desenvolupament de les mateixes.



# Índice general

<b>1. Planteamiento de la Tesis</b>	<b>1</b>
1.1. Marco científico y tecnológico . . . . .	2
1.2. Antecedentes . . . . .	7
1.3. Objetivos . . . . .	9
1.4. Estructura . . . . .	9
Bibliografía del Capítulo . . . . .	14
<b>2. Emisiones y sistemas de control de contaminantes en MCIA</b>	<b>15</b>
2.1. Introducción . . . . .	17
2.1.1. Objetivos . . . . .	18
2.2. Regulaciones . . . . .	18
2.3. Emisiones contaminantes en MCIA . . . . .	19
2.3.1. Óxidos de nitrógeno . . . . .	20
2.3.2. Monóxido de carbono . . . . .	22
2.3.3. Hidrocarburos sin quemar . . . . .	24
2.3.4. Partículas . . . . .	25
2.3.4.1. Distribución de tamaño de partículas . . . . .	26
2.4. Sistemas de control de contaminantes en MCIA . . . . .	27
2.4.1. Sistemas para el control de la formación de emisiones en motores MEP . . . . .	28
2.4.2. Sistemas para el control de la formación de emisiones en motores MEC . . . . .	29
2.4.3. Sistemas de post-tratamiento de gases de escape . . . . .	30
2.4.3.1. Catalizadores de oxidación . . . . .	30
2.4.3.2. Catalizadores de tres vías . . . . .	33
2.4.4. Post-tratamiento para el control de NOx en mezclas pobres . . . . .	35
2.4.4.1. Catalizadores de reducción selectiva . . . . .	36
2.4.4.2. Trampas de óxidos de nitrógeno para mezclas pobres . . . . .	38
2.4.5. Post-tratamiento para el control de partículas . . . . .	40
Bibliografía del Capítulo . . . . .	54
<b>3. Trabajo experimental</b>	<b>55</b>
3.1. Introducción . . . . .	57
3.2. Instalación experimental . . . . .	57
3.2.1. Sala de ensayo y motores empleados . . . . .	57
3.2.1.1. Motor MEC de inyección directa . . . . .	58
3.2.1.2. Motor MEP de inyección directa . . . . .	61
3.2.2. Combustibles y lubricante empleados . . . . .	64

3.3.	Adquisición y registro de datos . . . . .	65
3.3.1.	Equipos de medida de parámetros de funcionamiento . . . . .	65
3.3.1.1.	Medida del gasto másico de aire . . . . .	65
3.3.1.2.	Medida del gasto másico de combustible . . . . .	65
3.3.1.3.	Medida de presión media y temperatura . . . . .	66
3.3.1.4.	Medida de la tasa de EGR . . . . .	66
3.3.2.	Equipos para la medida de emisiones contaminantes del gas de escape . . . . .	67
3.3.2.1.	Medida de compuestos gaseosos . . . . .	67
3.3.2.2.	Medida de opacidad . . . . .	70
3.3.2.3.	Medida del material particulado . . . . .	71
3.3.2.4.	Medida de la concentración numérica de partículas . . . . .	72
3.3.3.	Dispositivo para la medida de eficiencia en un sistema de post-tratamiento . . . . .	74
3.4.	Cálculos y procesamiento de datos para su análisis . . . . .	75
3.4.1.	Sincronización y ajuste temporal de las señales en condiciones dinámicas de operación . . . . .	75
3.4.2.	Cálculo de los índices de emisión de compuestos gaseosos . . . . .	77
3.4.2.1.	Corrección de los óxidos de nitrógeno por humedad ambiente. . . . .	78
3.4.2.2.	Corrección de los compuestos por secado de la muestra a analizar . . . . .	79
3.4.3.	Cálculo de los índices de emisión másica de hollín . . . . .	80
3.4.3.1.	Corrección de la masa de hollín por humedad ambiente . . . . .	81
3.4.4.	Cálculo de la eficiencia en un sistema de post-tratamiento . . . . .	81
3.4.5.	Separación de las diferentes modas de la concentración numérica de partículas total . . . . .	81
	Bibliografía del Capítulo . . . . .	85
<b>4.</b>	<b>Metodología para la medida de hollín <i>online</i></b> . . . . .	<b>87</b>
4.1.	Introducción . . . . .	88
4.1.1.	Objetivo . . . . .	89
4.2.	Metodología experimental . . . . .	90
4.2.1.	Técnicas ópticas y eléctricas para la medida de partículas . . . . .	92
4.2.2.	Plan de ensayos . . . . .	96
4.2.2.1.	Metodología de ensayos y estudio de la sensibilidad de la medida de concentración de hollín . . . . .	97
4.3.	Selección del ratio de dilución óptimo para la medida de la concentración de hollín . . . . .	98
4.3.1.	Medida de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación . . . . .	101
4.4.	Correlaciones propuestas para la estimación del hollín en condiciones dinámicas de operación . . . . .	103
4.4.1.	Obtención de las correlaciones para motores MEC-Di . . . . .	104

4.4.1.1.	Validación de las correlaciones para motores MEC-Di	107
4.4.2.	Obtención de las correlaciones para motores MEP-Di	108
4.4.2.1.	Validación de la correlación para motores MEP-Di	109
4.5.	Conclusiones	111
	Bibliografía del Capítulo	116
<b>5.</b>	<b>Influencia de la arquitectura del sistema de post-tratamiento</b>	<b>117</b>
5.1.	Introducción	119
5.1.1.	Objetivo	120
5.2.	Metodología experimental	121
5.2.1.	Arquitecturas del sistema de post-tratamiento sujetas a ensayos	122
5.2.2.	Plan de ensayos	123
5.3.	Análisis de las emisiones contaminantes durante los modos de operación estacionarios	126
5.3.1.	Emisión de compuestos gaseosos durante los modos de operación estacionarios	127
5.3.1.1.	Óxidos de nitrógeno	127
5.3.1.2.	Amoniaco, dióxido de azufre y oxido de dinitrogeno	129
5.3.1.3.	Monóxido de carbono e hidrocarburos totales sin quemar	130
5.3.1.4.	Hidrocarburos ligeros sin quemar	131
5.3.2.	Emisión de partículas durante los modos de operación estacionarios	132
5.4.	Análisis de las emisiones contaminantes durante el ciclo dinámico NEDC	137
5.4.1.	Emisión de compuestos gaseosos durante el NEDC	137
5.4.1.1.	Compuestos gaseosos regulados: Ciclo en condiciones "frías".	137
5.4.1.2.	Óxidos de nitrógeno durante el NEDC	139
5.4.1.3.	Amoniaco, dióxido de azufre y oxido de dinitrogeno durante el NEDC	140
5.4.1.4.	Hidrocarburos ligeros sin quemar durante el NEDC	141
5.4.2.	Emisión de partículas durante el NEDC	143
5.5.	Conclusiones	147
	Bibliografía del Capítulo	153
<b>6.</b>	<b>Análisis del comportamiento de la técnica de inyección de agua en el DPF</b>	<b>155</b>
6.1.	Introducción	157
6.1.1.	Objetivo	159
6.2.	Metodología experimental	159
6.2.1.	Características de la inyección de agua	160
6.2.2.	Plan de ensayos	161
6.2.2.1.	Metodología para la estabilización termofluidodinámica de los modos de operación estacionarios	163
6.3.	Análisis de las emisiones contaminantes durante la inyección de agua	164

6.3.1.	Evaluación de la fracción volumétrica de agua . . . . .	165
6.3.2.	Evaluación de la concentración de compuestos gaseosos . . . . .	167
6.3.3.	Evaluación de la opacidad . . . . .	169
6.3.4.	Evaluación de la emisión de partículas . . . . .	170
6.4.	Análisis de la emisión de partículas y eficiencia de filtrado durante el proceso de carga del DPF . . . . .	172
6.4.1.	Evaluación de la eficiencia de filtrado durante el proceso de carga del DPF . . . . .	175
6.5.	Análisis de la emisión de partículas y eficiencia de filtrado del DPF durante los modos de operación estacionarios de carga parcial . . . . .	178
6.6.	Análisis de la influencia de las inyecciones de agua sobre la regeneración pasiva del DPF . . . . .	180
6.6.1.	Evaluación de la regeneración pasiva durante el proceso de carga del DPF . . . . .	180
6.6.2.	Evaluación de la regeneración pasiva durante el funcionamiento en modos de operación estacionarios de alta carga . . . . .	181
6.7.	Conclusiones . . . . .	185
	Bibliografía del Capítulo . . . . .	189
<b>7.</b>	<b>Influencia del sistema LP-EGR en las emisiones de un MEP-Di</b>	<b>191</b>
7.1.	Introducción . . . . .	193
7.1.1.	Objetivo . . . . .	195
7.2.	Metodología experimental . . . . .	195
7.2.1.	Plan de ensayos . . . . .	196
7.2.1.1.	Metodología de ensayo para los modos de operación estacionarios . . . . .	199
7.3.	Análisis de las emisiones contaminantes durante los modos de operación estacionarios . . . . .	200
7.3.1.	Funcionamiento del motor . . . . .	200
7.3.2.	Emisión de compuestos gaseosos . . . . .	203
7.3.2.1.	Hidrocarburos totales sin quemar . . . . .	203
7.3.2.2.	Monóxido de carbono . . . . .	204
7.3.2.3.	Óxidos de nitrógeno . . . . .	205
7.3.3.	Evaluación de la eficiencia del sistema de post-tratamiento . . . . .	207
7.3.4.	Emisión de hollín . . . . .	209
7.3.5.	Emisión numérica de partículas . . . . .	212
7.4.	Análisis de las emisiones contaminantes durante el ciclo de homologación NEDC . . . . .	215
7.4.1.	Funcionamiento del motor . . . . .	215
7.4.2.	Emisión de compuestos gaseosos . . . . .	217
7.4.2.1.	Hidrocarburos totales sin quemar . . . . .	217
7.4.2.2.	Monóxido de carbono . . . . .	219
7.4.2.3.	Óxidos de nitrógeno . . . . .	220
7.4.3.	Emisión de hollín . . . . .	222



---

7.4.4. Emisión numérica de partículas . . . . .	223
7.5. Conclusiones . . . . .	226
Bibliografía del Capítulo . . . . .	234
<b>8. Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>235</b>
8.1. Introducción . . . . .	236
8.2. Principales conclusiones . . . . .	236
8.2.1. Desarrollo de correlaciones para la estimación del hollín en condiciones dinámicas de operación . . . . .	236
8.2.2. Uso de la configuración pre-turbo en sistemas de post-tratamiento en motores MEC-Di . . . . .	237
8.2.3. Aplicación de la técnica de inyección de agua pre-DPF . . . . .	238
8.2.4. Uso del sistema LP-EGR en motores MEP-Di . . . . .	238
8.3. Trabajos futuros . . . . .	239
8.4. Producción científica . . . . .	242
<b>Bibliografía general</b>	<b>243</b>



# Índice de Tablas

3.1.	<i>Especificaciones técnicas del motor MEC-Di utilizado.</i>	58
3.2.	<i>Instrumentación y sistemas de la sala de ensayo del motor MEC-Di.</i>	60
3.3.	<i>Especificaciones técnicas del motor MEP-Di utilizado.</i>	61
3.4.	<i>Instrumentación y sistemas de la sala de ensayo del motor MEP-Di.</i>	63
3.5.	<i>Especificaciones técnicas de los combustibles utilizados.</i>	64
3.6.	<i>Especificaciones técnicas del aceite lubricante empleado.</i>	64
3.7.	<i>Especificaciones técnicas de los termopares tipo K y los sensores piezorresistivos de presión media.</i>	66
3.8.	<i>Rango de medida de los analizadores del HORIBA MEXA 7100-DEGR.</i>	69
3.9.	<i>Rango de medida del espectrómetro del HORIBA MEXA 6000-FT.</i>	70
3.10.	<i>Pesos moleculares de los compuestos gaseosos medidos.</i>	78
4.1.	<i>Parámetros principales de los modos de operación estacionarios seleccionados para la validación del sistema de medida de la concentración de hollín.</i>	97
4.2.	<i>Variación de las correlaciones propuestas para el motor MEC-Di.</i>	108
5.1.	<i>Especificaciones técnicas del DOC y DPF instalados en el motor MEC-Di.</i>	123
5.2.	<i>Parámetros principales de los modos de operación estacionarios seleccionados para el estudio de la influencia de la arquitectura de los sistemas de post-tratamiento en el motor MEC-Di.</i>	125
6.1.	<i>Características del proceso de inyección de agua.</i>	161
6.2.	<i>Parámetros principales de los modos de operación estacionarios de carga parcial seleccionados para el análisis de la eficiencia de filtrado.</i>	162
6.3.	<i>Parámetros principales de los modos de operación estacionarios de alta carga seleccionados para el análisis del proceso de regeneración pasiva.</i>	163
7.1.	<i>Parámetros principales de los modos de operación estacionarios seleccionados para el estudio de la influencia de la estrategia de EGR de baja presión en el motor MEP-Di.</i>	198



# Índice de Figuras

1.1. Evolución de las ventas de vehículos ligeros destinados al transporte de pasajeros con (A) motorizaciones MEC y (B) motorizaciones MEP [3]. . . . .	3
1.2. Evolución de los límites anticontaminación en (A) motorizaciones MEC y (B) motorizaciones MEP según las normativas europeas para la homologación de vehículos ligeros. . . . .	4
1.3. Publicaciones científicas relacionadas con las emisiones contaminantes, sistemas de post-tratamiento, y recirculación de gases de escape durante los últimos 20 años (artículos JCR y ponencias en congresos de carácter internacional) [3]. . . . .	7
1.4. Estructura de la metodología de trabajo seguida durante el desarrollo de la tesis doctoral. . . . .	10
2.1. Formación de CO en función del dosado utilizando diferentes formulaciones de combustible (Adaptado de [53]). . . . .	22
2.2. Proceso de formación y oxidación del CO a partir de un hidrocarburo (Adaptado de [54]). . . . .	23
2.3. Estructura y forma de las partículas primarias y agregados que componen el PM del gas de escape [64]. . . . .	26
2.4. Conceptualización de la distribución de tamaño de partículas emitidas por los MCIA actuales (Adaptada de [68]). . . . .	27
2.5. Esquema de funcionamiento de un catalizador de oxidación (DOC). . . . .	30
2.6. Impacto de la relación del Pt/Pd sobre la cantidad de NO <sub>2</sub> generada en el DOC. . . . .	31
2.7. Eficiencia de conversión de los HC, el CO y los NO <sub>x</sub> de un TWC en función del dosado relativo. . . . .	33
2.8. Esquema de funcionamiento de un catalizador de tres vías (TWC). . . . .	34
2.9. Comparación de los costes de producción de los LNT y los SCR en función del volumen desplazado en el motor (Adaptado de [133]) . . . . .	35
2.10. Esquema de funcionamiento de un catalizador de reducción selectiva (SCR). . . . .	36
2.11. Esquema de funcionamiento de una trampa de NO <sub>x</sub> (LNT). . . . .	38
2.12. Esquema de funcionamiento de un filtro de partículas de flujo de pared. . . . .	40
3.1. Esquema de la sala de ensayo utilizada con el motor MEC-Di. . . . .	59
3.2. Esquema de la sala de ensayo utilizada con el motor MEP-Di. . . . .	62
3.3. Esquema del analizador HORIBA MEXA 1230-PM. . . . .	71
3.4. Esquema del sistema de dilución DEKATI FPS-4000. . . . .	73
3.5. Diagrama de fases de la muestra de aerosol de escape en las diferentes etapas de sistema de dilución con la metodología aplicada. . . . .	74

3.6.	Esquema de los selectores de línea calefactados utilizados para la medida de la eficiencia en un sistema de post-tratamiento. . . . .	75
3.7.	Sincronización de las señales medidas. . . . .	76
4.1.	Representación esquemática de los diferentes equipos y su disposición para el desarrollo de las correlaciones para la medida de hollín en condiciones dinámicas de operación para A) el caso del motor MEC-Di y B) el caso del motor MEP-Di. . . . .	91
4.2.	Esquemas de funcionamiento del sensor por difusión de carga TSI DCS-100. . . . .	93
4.3.	Esquemas de funcionamiento de la técnica de extinción de luz en el opacímetro AVL-439. . . . .	94
4.4.	Esquemas de funcionamiento de la técnica de medida por espectrometría de movilidad eléctrica en el sistema TSI EEPS-3090. . . . .	96
4.5.	“Bloque de ensayos” experimentales realizados para el desarrollo de la metodología y la obtención de correlaciones que permitan la medida de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación. . . . .	96
4.6.	Metodología aplicada para evaluar la sensibilidad de la medida de concentración de hollín bajo los diferentes ratios de dilución del analizador HORIBA MEXA 1230-PM en cada punto de funcionamiento de motor. . . . .	98
4.7.	Validación de la medida de la concentración de hollín. A1, B1 y C1) PSDs medidas para los diferentes modos de operación $A_{Nuc}$ , $B_{Bim}$ y $C_{Ac}$ , respectivamente. A2, B2 y C2) Variación en la medida de $\rho_{hollin}$ y en la medida de $PN_{Acum}$ los diferentes modos de operación $A_{Nuc}$ , $B_{Bim}$ y $C_{Ac}$ , respectivamente. . . . .	99
4.8.	Sensibilidad de la medida de concentración de hollín en función del ratio de dilución utilizado. A) Durante el modo de operación $A_{Nuc}$ . B) Durante el modo de operación $B_{Bim}$ y C) Durante el modo de operación $C_{Ac}$ . . . . .	101
4.9.	Variación dinámica de la emisión de partículas durante los diferentes test del NEDC. A) Medida de la concentración instantánea de hollín. B) Concentración de partículas de la moda acumulación. C) Coeficiente de extinción de luz. . . . .	102
4.10.	Evolución de la masa de hollín emitida a lo largo de los NEDCs medidos con los tres ratios de dilución disponibles. . . . .	103
4.11.	Concentración de hollín, coeficiente de extinción de luz, y concentración de partículas de la moda acumulación emitidas por un MEC-Di. A) Durante la fase urbana del NEDC y B) durante la fase extraurbana del NEDC. . . . .	104
4.12.	Puntos de operación del motor MEC-Di en el ciclo NEDC utilizado para correlacionar las diferentes técnicas de medida. . . . .	105
4.13.	Correlaciones propuestas para las diferentes técnicas de medida. A1) Correlación $\rho_{hollin}-PN_{acum}$ . A2) Puntos predichos contra observados en la correlación $\rho_{hollin}-PN_{acum}$ . B1) Correlación $\rho_{hollin}-k$ . B2) Puntos predichos contra observados en la correlación $\rho_{hollin}-k$ . . . . .	106
4.14.	Evaluación de las correlaciones propuestas para motor MEC-Di. A) Concentración de hollín instantánea. B) Masa total de hollín emitida a lo largo de un ciclo NEDC. . . . .	107

4.15. Puntos de operación del motor MEP-Di en el ciclo NEDC utilizado para correlacionar las diferentes técnicas de medida. . . . .	109
4.16. Concentración de hollín, y concentración de partículas de la moda acumulación emitidas por un MEP-Di. A) Durante la fase urbana del NEDC y B) durante la fase extraurbana del NEDC. . . . .	110
4.17. Correlación propuesta para las diferentes técnicas de medida. A) Correlación $\rho_{\text{hollín-PN}_{\text{acum}}}$ . B) Puntos predichos contra observados en la correlación hollín-partículas de la moda acumulación. . . . .	110
4.18. Evaluación de la correlación propuesta para motor MEP-Di. A) Concentración de hollín instantánea. B) Masa total de hollín emitida a lo largo de un ciclo NEDC. . . . .	111
5.1. Instalación experimental para la evaluación de la influencia de la arquitectura pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento sobre las emisiones contaminantes de un motor MEC-Di. . . . .	121
5.2. Representación esquemática de las dos arquitecturas de los sistemas de post-tratamiento. A) Arquitectura post-turbo. B) Arquitectura pre-turbo. . . . .	122
5.3. “Bloque de ensayos” experimentales realizados para la evaluación de la influencia de la arquitectura del sistema de post-tratamiento sobre las emisiones de un motor MEC-Di. . . . .	124
5.4. Selección de modos de operación estacionarios de carga parcial en base a las mesetas del NEDC. . . . .	124
5.5. Acondicionamiento térmico previo a la realización de un NEDC en condiciones calientes. . . . .	126
5.6. Evolución de la temperatura del gas a lo largo de la línea de escape con las dos arquitecturas estudiadas durante los modos de operación estacionarios. . . . .	127
5.7. Análisis de los óxidos de nitrógeno en el DOC durante los modos de operación estacionarios. A) NO <sub>x</sub> totales, B) NO y C) NO <sub>2</sub> . . . . .	128
5.8. Tasa de EGR realizada y AF en el gas de escape. . . . .	129
5.9. Análisis de los productos inquemados durante los modos de operación estacionarios. A) CO. B) HC. . . . .	130
5.10. Temperatura del gas de escape a la entrada del DOC durante los modos de operación estacionarios. . . . .	131
5.11. Análisis de los hidrocarburos ligeros sin quemar (<7C) durante los modos de operación estacionarios. A) CH <sub>4</sub> . B) iso – C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> . . . . .	131
5.12. PSDs aguas-arriba del DPF durante los modos de operación estacionarios. . . . .	133
5.13. Fracciones de partículas emitidas aguas-arriba del DPF durante los modos de operación estacionarios. A) Moda nucleación. B) Moda acumulación. C) Partículas totales. . . . .	134
5.14. Porcentaje de núcleos y GMD de las PSDs aguas-arriba del DPF durante los modos de operación estacionarios. . . . .	135
5.15. Eficiencia de filtrado en el DPF durante los modos de operación estacionarios. . . . .	136
5.16. Emisión específica de los compuestos gaseosos regulados durante el NEDC. . . . .	137

5.17. Evolución del A) CO y B) HC durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo. .	138
5.18. Evolución de los NOx durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo. . . . .	139
5.19. Evolución de la emisión de NO durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo.	139
5.20. Evolución de la emisión de NO <sub>2</sub> durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo.	140
5.21. Evolución del NH <sub>3</sub> , SO <sub>2</sub> y N <sub>2</sub> O durante el NEDC con la arquitectura pre-turbo.	141
5.22. Evolución de los hidrocarburos ligeros (<7C) durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo. A) CH <sub>4</sub> , B) C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> , C) C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> , D) iso-C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> , E) C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> y F) Hidrocarburos ligeros totales (<7C). . . . .	142
5.23. Evolución de los hidrocarburos ligeros (<7C) durante el NEDC a la salida del DOC. . . . .	143
5.24. Evolución de la emisión de las diferentes modas de concentración de partículas a la entrada del DPF durante el NEDC. A) Partículas pertenecientes a la moda nucleación. B) Partículas pertenecientes a la moda acumulación. C) Partículas totales. . . . .	144
5.25. Evolución de la emisión de partículas a la salida del DPF durante el NEDC. A) Partículas pertenecientes a la moda nucleación. B) Partículas pertenecientes a la moda acumulación. C) Partículas totales. . . . .	146
6.1. Representación esquemática de los diferentes equipos y su disposición en la línea de escape para la evaluación de las emisiones contaminantes cuando se implementa la técnica de inyección de agua en el DPF. . . . .	160
6.2. “Bloque de ensayos” experimentales realizados para la evaluación de la influencia de la técnica de inyección de agua sobre las emisiones contaminantes.	161
6.3. Evolución de la caída de presión en el DPF con la sucesiva aplicación de inyecciones de agua durante un proceso de carga de hollín. . . . .	162
6.4. Metodología empleada para la estabilización termofluidodinámica de los modos de operación estacionarios. . . . .	163
6.5. Análisis de la fracción volumétrica de H <sub>2</sub> O aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua. . . . .	165
6.6. Proceso fenomenológico de la fracción volumétrica de H <sub>2</sub> O aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua. . . . .	166
6.7. Evolución de la concentración de compuestos gaseosos aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua. A) CO <sub>2</sub> . B) NOx. C) HC(<7C). D) CO. . . . .	167
6.8. Evolución de la concentración de compuestos nitrogenados (NO y NO <sub>2</sub> ) aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua. . . . .	168
6.9. Evolución del perfil de la medida de opacidad y valores FSN aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua. . . . .	169
6.10. Evolución del perfil de la medida de concentración de partículas total aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua. . . . .	171
6.11. Análisis de las distribuciones de tamaño de partícula durante un evento de inyección de agua. A) PSDs aguas-abajo del DPF antes, durante, y después de la aplicación de la inyección de agua. B) Comparación de la PSD aguas-arriba vs. aguas-abajo durante el pico máximo de emisión de partículas. . .	171



6.12. Evolución del perfil de concentración de partículas en función del diámetro de partícula aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua. .	172
6.13. Distribuciones de tamaños de partícula tomadas cada hora durante el proceso de carga del DPF. A) PSDs durante el ensayo de carga del DPF con la aplicación de inyecciones de agua. B) PSDs durante el ensayo de carga del DPF de referencia. . . . .	173
6.14. Evolución de la concentración de partículas total evaluada cada hora durante el ensayo de carga del DPF con la aplicación de inyecciones de agua. . . . .	174
6.15. Evolución de la concentración de partículas total evaluada cada hora durante el ensayo de carga del DPF de referencia. . . . .	175
6.16. Eficiencia de filtrado global durante los procesos de carga del DPF. . . . .	176
6.17. Eficiencia de filtrado en función del diámetro de partícula durante los procesos de carga del DPF. A) Eficiencia de filtrado durante el ensayo de carga del DPF con la aplicación de inyecciones de agua. B) Eficiencia de filtrado durante el ensayo de carga del DPF de referencia. . . . .	177
6.18. Comparación de las distribuciones de tamaño de partículas evaluadas durante los ensayos con los modos de operación estacionarios de carga parcial. A) PSD aguas-arriba del DPF. B) PSD aguas-abajo del DPF. . . . .	178
6.19. Comparación de la eficiencia de filtrado en función del diámetro de partículas evaluada durante los ensayos con los modos de operación estacionarios de carga parcial. . . . .	179
6.20. Comparación de la concentración de NO y NO <sub>2</sub> aguas-abajo del DPF durante el proceso de carga de hollín entre la referencia y el caso de aplicar las inyecciones de agua. . . . .	181
6.21. Perfil de la caída de presión y temperatura del gas en el DPF durante los modos de operación de alta carga. . . . .	182
6.22. Comparación de las distribuciones de tamaño de partículas evaluadas durante los ensayos con los modos de operación estacionarios de alta carga. A) PSD aguas-arriba del DPF. B) PSD aguas-abajo del DPF. . . . .	183
7.1. Instalación experimental para la evaluación de la influencia del uso de un sistema LP-EGR sobre las emisiones contaminantes de un motor MEP-Di. .	196
7.2. Modos de operación estacionarios seleccionados según el mapa de enriquecimiento ( $\lambda < 1$ ) del motor MEP-Di utilizado. . . . .	197
7.3. Metodología empleada para evaluar las diferentes tasas de EGR en cada modo de operación estacionario. . . . .	199
7.4. A) Posición de la válvula de regulación de aire y B) gasto másico de aire fresco trasegado por el motor para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	201
7.5. A) Momento de encendido de la bujía y B) par generado por el motor para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	201
7.6. A) Temperatura del gas en el colector de escape y B) $\lambda$ para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	202

7.7. Consumo específico de combustible para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	203
7.8. Emisión bruta de HC para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	204
7.9. Emisión bruta de CO para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	205
7.10. Emisión bruta de A) NO <sub>x</sub> , B) NO, y C) NO <sub>2</sub> para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	206
7.11. Contenido de oxígeno del gas de escape aguas-arriba del TWC para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	207
7.12. A) Eficiencia del TWC y B) emisión atmosférica del CO para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	208
7.13. A) Eficiencia del TWC y B) emisión atmosférica de HC para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	208
7.14. A) Eficiencia del TWC y B) emisión atmosférica de NO <sub>x</sub> para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	209
7.15. Emisión específica de hollín para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	210
7.16. Esquema de formación del hollín durante el proceso de combustión en motores MEP-Di. . . . .	211
7.17. PSDs para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	212
7.18. Análisis de la composición de las partículas emitidas para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	213
7.19. GMD para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR. . . . .	214
7.20. A) y B) Aire trasegado por el motor y B) y C) posición de la válvula de mariposa durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategia adoptadas. . . . .	215
7.21. Gasto de combustible acumulado durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) y B) Consumo instantáneo. C) Consumo acumulado. . . . .	216
7.22. Tasa de EGR realizada durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. . . . .	217
7.23. Evolución de HC durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC. . .	218
7.24. Punto de encendido de la bujía durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC. . . . .	218
7.25. Masa de HC emitidos por el motor durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. . . . .	219
7.26. Evolución del CO durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC. . .	219
7.27. Masa de CO emitido por el motor durante el NEDC con las diferentes estrategias de EGR adoptadas. . . . .	220

7.28. Evolución del NO durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC. . .	220
7.29. Evolución del NO <sub>2</sub> durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategia adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC. . .	221
7.30. Masa de NO <sub>x</sub> emitida por el motor durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. . . . .	221
7.31. A) y B) Evolución de la concentración de hollín y C) masa de hollín emitida durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategia adoptadas.	222
7.32. Fracción de las partículas de la moda nucleación durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC. . . . .	223
7.33. Concentración total de partículas durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC. . . . .	224
7.34. Número de partículas totales emitidas durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. . . . .	224
7.35. Número de partículas emitidas durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Partículas de la moda acumulación y B) Partículas de la moda nucleación. . . . .	225
7.36. Evolución del GMD durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.	226



# Nomenclatura

## Caracteres latinos

$A_{tot}$	Área total de superficie activa de las partículas presentes en el gas de escape
$C_c$	Factor de corrección de Cunningham
$dp_1$	Diámetro medio de la moda nucleación
$dp_2$	Diámetro medio de la moda acumulación
$dp_{g1}$	Diámetro medio geométrico de la moda nucleación
$dp_{g2}$	Diámetro medio geométrico de la moda acumulación
$dp_i$	Diámetro de partícula $i$
$dn/dt$	Evolución en la concentración de iones eléctricos en el sensor por difusión de carga
$D_n$	Diámetro de movilidad eléctrica
$e_c$	Carga elemental del ion eléctrico
$F_r$	Dosado relativo
$g_{ef}$	Consumo específico de combustible
$H_a$	Humedad absoluta del aire
$I$	Intensidad de luz transmitida en la cámara de medida del opacímetro
$I_0$	Intensidad de luz incidente en la cámara de medida del opacímetro
$I_c$	Intensidad de corriente generada en la corona de alto voltaje incluida en el sensor por difusión de carga
$I_{c,EEPS,i}$	Intensidad del electrómetro $i$ en el espectrómetro de movilidad eléctrica
$I_{DCS}$	Intensidad del sensor por difusión de carga
$I_{g,din}$	Índice de emisión específica del compuesto gaseoso $i$ en condiciones dinámicas de funcionamiento
$I_{g,est}$	Índice de emisión específica del compuesto gaseoso $i$ en condiciones estacionarias de funcionamiento
$k$	Coefficiente de extinción de luz
$k_{NOx}$	Constante de corrección de la medida de NOx por humedad y temperatura ambiente
$k_p$	Constante de corrección de la medida de la masa de partículas por humedad ambiente
$k_w$	Constante de corrección de los compuestos gaseosos por secado de la muestra analizada
$k_{w,2}$	Constante de humedad del aire ambiente
$k_B$	Constante de Boltzman
$K$	Coefficiente de absorción de iones sobre las partículas
$L$	Longitud de la cámara de medida del opacímetro

## Nomenclatura

---

$L_{rec}$	Longitud recorrida durante el ciclo dinámico realizado
$\dot{m}_{aire}$	Gasto másico de aire fresco
$\dot{m}_{esc}$	Gasto másico de gases de escape
$\dot{m}_{EGR}$	Gasto másico de EGR
$\dot{m}_{fuel}$	Gasto másico de combustible
$m_{ion}$	Masa del ion eléctrico
$\dot{m}_{i,g}$	Gasto másico del compuesto gaseoso $i$
$\dot{m}_{i,hollín}$	Gasto másico de hollín
$n$	Concentración de iones eléctricos
$DR_8$	Ratio de dilución 8:1
$DR_{40}$	Ratio de dilución 8:1
$DR_{80}$	Ratio de dilución 8:1
$n_c$	Número de cargas de una partícula
$N$	Opacidad
$N_e$	Potencia efectiva entregada por el motor
$N_i$	Concentración de partículas del diámetro $dp_i$
$N_{pol}$	Concentración de partículas de aerosol polidiserso
$p_a$	Presión de saturación del aire ambiente
$p_{amb}$	Presión barométrica total del aire ambiente
$p_{esc}$	Presión del gas de escape
$P_{iny}$	Presión de inyección de combustible
$PM_{2,5}$	Partículas con diámetro menor de 2.5 micras
$PM_{10}$	Partículas con diámetro menor de 10 micras
$PM_i$	Peso molecular del compuesto gaseoso $i$
$PM_{esc}$	Peso molecular del gas de escape
$PN_{Acum}$	Concentración de partículas pertenecientes a la moda acumulación
$PN_{Nuc}$	Concentración de partículas pertenecientes a la moda nucleación
$PN_{Tot}$	Concentración de partículas totales
$R_a$	Humedad relativa del aire ambiente
$T$	Temperatura del gas en un determinado punto
$T_{amb}$	Temperatura ambiente
$T_{esc}$	Temperatura de los gases de escape
$\dot{V}_{esc}$	Gasto volumétrico de gases de escape
$x$	Ratio entre la concentración de partículas pertenecientes a la moda acumulación y la concentración total de partículas de la distribución de tamaños
$x_i$	Fracción molar de un compuesto $i$
$x_{i,g}$	Fracción molar del compuesto gaseoso $i$
$x_{i,g,up}$	Fracción molar del compuesto gaseoso $i$ aguas-arriba de un sistema de post-tratamiento
$x_{i,g,down}$	Fracción molar del compuesto gaseoso $i$ aguas-abajo de un sistema de post-tratamiento
$y_{i,g}$	Fracción másica del compuesto gaseoso $i$

$Z_p$  Movilidad eléctrica de las partículas

## Griegos

$\rho_{esc}$  Densidad del gas de escape  
 $\rho_{hollín}$  Fracción másica de hollín por unidad de volumen de gas de escape  
 $\sigma_{g1}$  Desviación estándar del diámetro medio geométrico de la moda nucleación  
 $\sigma_{g2}$  Desviación estándar del diámetro medio geométrico de la moda acumulación

## Acrónimos

AF Air to Fuel  
 API American Petroleum Institute  
 APMS Antes del Punto Muerto Superior  
 BSFC Brake Specific Fuel Consumption  
 BTE Brake Thermal Efficiency  
 CAD Crank Angle Degree  
 CAI Controlled Auto Ignition  
 CFD Computational Fluid Dynamics  
 CE Comision Europea  
 CI Compression Ignition  
 DCS Diffusion Charging Sensor  
 Di Direct-injection  
 DMS Differential Mobility Spectrometer  
 DOC Diesel Oxidation Catalyst  
 DPF Diesel Particulate Filter  
 DR Dilution Ratio  
 ECU Electronic Control Unit  
 ED Ejector Diluter  
 EEPS Engine Exhaust Particle Sizer  
 EGR Exhaust Gas Recirculation  
 ELPI Electrical Low Pressure Impactor  
 EUDC Extra Urban Driving Cycle  
 FE Filtration Efficiency  
 FPS Fine Particle Sampler  
 FSN Filter Smoke Number  
 F-TIR Fourier Transform Infrared Spectroscopy  
 GMD Geometric Mean Diameter  
 GPF Gasoline Particle Filter  
 GTDi Gasoline Turbocharged Direct-injection

HACA	Hydrogen Abstraction-aCetylene Addition
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HSDi	High Speed Direct-injection
HP-EGR	High Pressure-Exhaust Gas Recirculation
ISF	InSoluble Fraction
LII	Laser-Induced Incandescence
LNT	Lean NOx Trap
LP-EGR	Low Pressure Exhaust Gas Recirculation
LTC	Low Temperature Combustion
MCIA	Motor de Combustión Interna Alternativo
MEC	Motor de Encendido por Compresión
MEP	Motor de Encendido Provocado
NEDC	New European Driving Cycle
OSC	Oxygen Storage Catalyst
PAH	Polycyclic Aromatic Hydrocarbon
PASS	Photoacoustic Soot Sensor
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition
PEMS	Portable Emission Measurement System
PME	Presión Media Efectiva
pre-DOC	Close-coupled Diesel Oxidation Catalyst
PFI	Port Fuel Injection
PM	Particulate Matter
PN	Particle Number
PTD	Porous Diluter Tube
PSD	Particle Size Distribution
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition
RDE	Real-World Driving Emissions
RKC	Reiss-Katz-Cohen
RON	Research Octane Number
SCR	Selective Catalityc Reduction
SOF	Soluble Organic Fraction
SOI	Start of Injection
SV	Space Velocity
TBN	Total Based Number
TEOM	Tapered Element Oscillation Microbalance
TWC	Three Way Catalyst
UE	Union Europea
UNECEGRPE	United Nations Economic Commision for Europe - The Working Party on Pollution and Energy
ULSD	Ultra Low Sulfur Diesel
VVT	Variable Valve Timming
WLTP	Worldwide Harmonized Light vehicles Test Procedure



## Compuestos químicos

1,3-C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	1,3-Butadieno
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Óxido de Aluminio
BaCO <sub>3</sub>	Carbonato de Bario
Ba(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	Nitrato de Bario
CO	Monóxido de Carbono
COHb	Carboxihemoglobina
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
CO(NH <sub>2</sub> ) <sub>2</sub>	Urea
CH <sub>4</sub>	Metano
Cu	Cobre
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	Etileno
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Etano
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	Propileno
C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	Benceno
C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	Tolueno
Ce <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Óxido de Cério
Hb	Hemoglobina
HC	Hidrocarburos totales sin quemar
HCHO	Formaldehido
HCN	Ácido cianhídrico
H <sub>2</sub> CN	Radical Metilenoamino
HCOOH	Ácido fórmico
iso-C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	iso-Buteno
N <sub>2</sub> O	Óxido de Dinitrógeno
NH <sub>3</sub>	Amoniac
NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	Nitrato de amonio
NO	Monóxido de Nitrógeno
NO <sub>2</sub>	Dióxido de Nitrógeno
NO <sub>x</sub>	Óxidos de Nitrógeno
OH	Radical hidroxilo
PAN	Nitrato de peroxiacetileno
Pd	Paladio
Pt	Platino
Rh	Rodio
SiC	Carburo de Silicio
SO <sub>2</sub>	Dióxido de Azufre
SrO	Óxido de estroncio
Al <sub>2</sub> TiO <sub>5</sub>	Titanato de aluminio
V <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	Óxido de Vanadio
Zr	Circonio



# Capítulo 1

## Planteamiento de la Tesis

### Índice

1.1. Marco científico y tecnológico . . . . .	2
1.2. Antecedentes . . . . .	7
1.3. Objetivos . . . . .	9
1.4. Estructura . . . . .	9
Bibliografía del Capítulo . . . . .	14

## 1.1. Marco científico y tecnológico

Los medios de transporte, en general, y el relacionado con la vía terrestre, en particular, son uno de los principales recursos de los que actualmente se disponen en el mundo moderno para el desplazamiento de personas, materiales y mercancías. A pesar de que las nuevas tecnologías ofrecen sistemas de propulsión alternativos [1], éstas no presentan suficiente desarrollo para ser implantadas a gran escala en el mercado actual, lo que hace que el motor de combustión interna alternativo (MCIA) sea el medio de propulsión comúnmente empleado.

Desde su invención en el año 1876, por *Nicolaus Otto* (la versión de encendido provocado - MEP), y su reinención en el año 1892, por *Rudolf Diesel* (versión de encendido por compresión - MEC) [2], el MCIA ha sufrido una constante evolución y mejora tecnológica. Sin embargo, el gran aumento de la cantidad de vehículos que actualmente se encuentran en circulación ha supuesto un incremento exponencial del uso de combustibles fósiles derivados del petróleo y, en consecuencia, un aumento muy significativo de las emisiones contaminantes producidas.

Aunque el mercado de vehículos ligeros destinado al transporte de pasajeros ha estado copado por los vehículos con motorización MEP desde el surgimiento de la industria automotriz, a principios de los años noventa empezó a producirse una rápida expansión de los vehículos con motorizaciones MEC en el parque automovilístico europeo. En este contexto, la cuota de mercado pasó de un escaso 10 % a casi un 60 % en tan solo 15 años, tal y como se puede observar en la Figura 1.1<sup>1</sup> [3]. En ese aspecto, el incremento de las ventas con este tipo de motorización tuvo su origen en la reducción del consumo de combustible lograda (de hasta un 20 % comparado con sus homólogos en motorizaciones MEP), así como en los esfuerzos puestos en aumentar su fiabilidad, robustez y potencia [4]. No obstante, esta tendencia se vio interrumpida alrededor del año 2004, cuando la cuota de mercado de ambas motorizaciones se igualó. Así pues, la introducción de las tecnologías de inyección directa de combustible en el cilindro (Di<sup>2</sup>) y sobrealimentación, así como la tendencia hacia el *downsizing*<sup>3</sup> que han experimentado los motores MEP, han ido propiciando la reducción en el consumo de combustible y aumento de la potencia entregada, volviendo a impulsar la venta de vehículos ligeros con este tipo de motores.

Los motores MEP siempre se han caracterizado por el alto índice de emisión de monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos sin quemar (HC). Este hecho tiene su origen debido a que la estequiometría utilizada en la mezcla de aire y combustible (AF<sup>4</sup>) siempre solía ser la unidad, o cercana a la unidad, no llegando a ser completo el

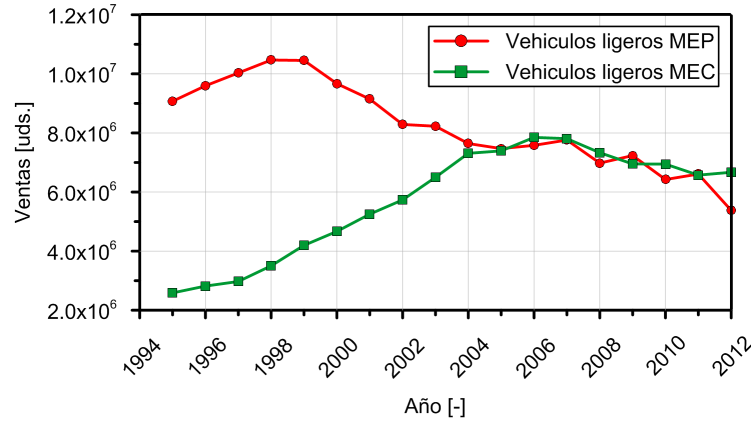
---

<sup>1</sup>Datos extraídos del *ISI Web of Knowledge*

<sup>2</sup>Del inglés *Direct injection*

<sup>3</sup>Terminología inglesa utilizada para nombrar la tendencia en la reducción de la cilindrada con aumento de la potencia específica entregada

<sup>4</sup>Del inglés *Air-to-Fuel*



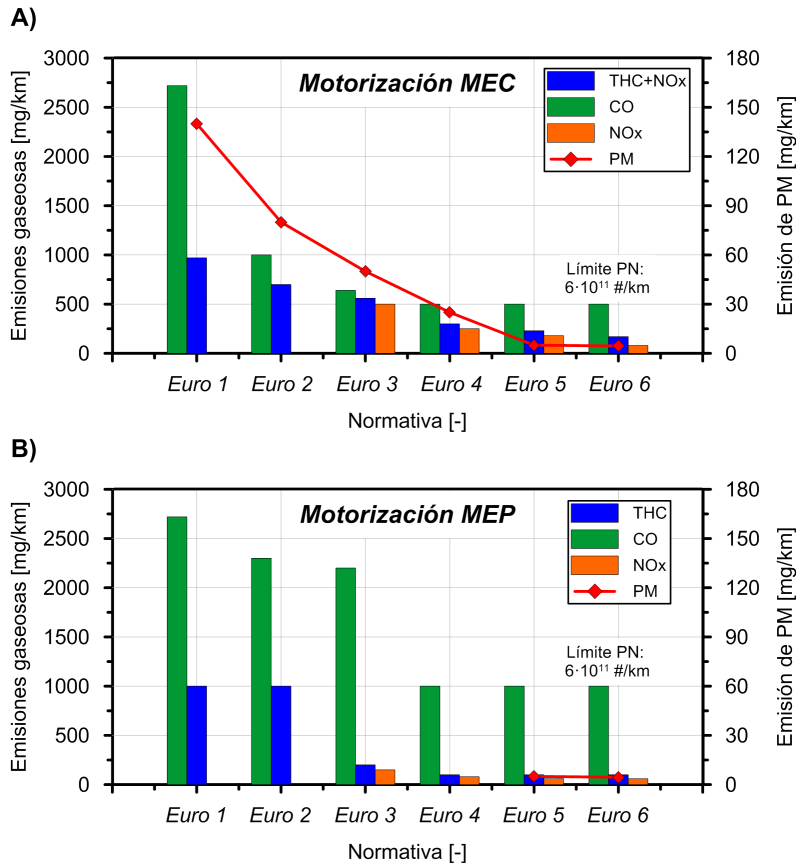
**Figura 1.1:** Evolución de las ventas de vehículos ligeros destinados al transporte de pasajeros con (A) motorizaciones MEC y (B) motorizaciones MEP [3].

proceso de combustión realizado. En cambio, en los MEC, el punto débil siempre ha sido la emisión de óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ) y de material particulado ( $\text{PM}^5$ ), debido al exceso de aire y al propio proceso de combustión mediante llama por difusión con el que trabajan [5].

Con el paso del tiempo, y como respuesta al creciente aumento de la conciencia social por el medio ambiente y salud humana, las normativas que regulan las emisiones contaminantes producidas por los MCIA han ido evolucionado, provocando la sucesiva reducción en los límites máximos permitidos de emisión. A principios de los años 70 se legislaron, por primera vez, los límites de emisiones contaminantes gaseosas permitidos a los vehículos comercializados en Europa a través de la normativa 70/220/CE [6], estableciendo valores máximos para las emisiones de CO y HC. A finales de la década de los 80, con la introducción de la normativa 88/436/CE [7], se propuso el primer valor límite al PM emitido por los MEC. Estos valores se han ido reduciendo progresivamente a través de las normativas Euro [8, 9, 10, 11], hasta llegar a la actual directiva 2008/692/EC del Parlamento Europeo [12]. En este sentido, en la Figura 1.2 se muestra la evolución de estos límites a través de las sucesivas normativas Euro, desde su implantación hasta la vigente hoy en día, la Euro 6 .

La fuerte reducción en los índices máximos de emisión ha ido provocando que los fabricantes tengan que ir añadiendo sistemas adicionales para el cumplimiento de las normativas. Con el paso de los años, la constante búsqueda de mejoras en las prestaciones desarrolladas por los MCIA, así como de la reducción en el consumo de combustible y las emisiones contaminantes, ha favorecido la incursión de nuevas tecnologías en el mercado automotriz, por lo que el interés mostrado por las empresas

<sup>5</sup>Del inglés *Particle Matter*



**Figura 1.2:** Evolución de los límites anticontaminación en (A) motorizaciones MEC y (B) motorizaciones MEP según las normativas europeas para la homologación de vehículos ligeros.

de la automoción e investigadores en estos temas se hizo más que evidente desde principios del siglo XXI. Actualmente, una parte de los esfuerzos se están centrando en introducir nuevos modos de combustión, tales como el RCCI<sup>6</sup>, HCCI<sup>7</sup>, PCCT<sup>8</sup>, LTC<sup>9</sup>, o CAI<sup>10</sup>; mientras que otra gran parte de éstos están siendo orientados al desarrollo de sistemas para el control de contaminantes que no afecten al proceso de combustión, como son los sistemas de post-tratamiento. Otra de las soluciones comunmente empleadas es la implantación de sistemas que permitan la reducción de

<sup>6</sup>Del inglés *Reactivity Controlled Compression Ignition*

<sup>7</sup>Del inglés *Homogeneous Charge Compression Ignition*

<sup>8</sup>Del inglés *Premixed Charge Compression Ignition*

<sup>9</sup>Del inglés *Low Temperature Combustion*

<sup>10</sup>Del inglés *Controlled Auto Ignition*

ciertos compuestos nocivos modificando parte del proceso de combustión convencional, como el sistema de recirculación de gases de escape hacia la admisión del motor (EGR<sup>11</sup>).

- Por un lado, para la reducción del CO y HC en los motores MEC, el sistema principalmente utilizado ha sido el catalizador de oxidación (DOC<sup>12</sup>); mientras que la gran revolución para la reducción de los NOx en estos motores llegó con la introducción del EGR a raíz de la normativa *Euro 3*. En este caso, el nivel máximo de emisión exigido para los NOx provocó que se extendiera el EGR como medida para el control de éstos a través de la disminución del oxígeno disponible y la temperatura máxima alcanzada en el proceso de combustión [13].

Por otro lado, la incorporación total de los sistemas Di, junto al EGR, implicó la introducción de los filtros de partículas (DPF<sup>13</sup>) de flujo de pared como estrategia extendida para lograr la reducción necesaria del PM generado durante la combustión [14]. Sin embargo, en los últimos años se ha demostrado que a pesar de que los motores cada vez emiten menos masa de PM a la atmósfera, se ha producido un aumento de las partículas, en cuanto a concentración numérica (PN<sup>14</sup>) se refiere con diámetros inferiores a los 100 nm. Una gran cantidad de estudios médicos y toxicológicos han hecho patente la peligrosidad de estas partículas, y no es otra que el efecto devastador que tienen sobre la salud humana y medio ambiente. Estas partículas llegan a ser causantes de ciertas enfermedades pulmonares y cardiorrespiratorias [15, 16], lo que ha provocado el establecimiento del número máximo de PN emitido por los MCIA en la actual normativa *Euro 6*.

- El cambio en la forma de contaminar que han tenido los motores MEP vino dado por la introducción de la sobrealimentación y la Di, orientadas a producir un aumento en la potencia entregada y la reducción del consumo de combustible, así como de la emisión de CO y HC. Sin embargo, estas tecnologías han producido un efecto negativo en la formación de NOx y PN durante el proceso de combustión, incrementando su emisión. Hasta la introducción de la *Euro 5*, la estrategia de mitigación de los contaminantes emitidos por estos motores se había logrado con los catalizadores de tres vías (TWC<sup>15</sup>), pero el aumento del PN emitidas actualmente por los motores MEP-Di ha provocado incluir un límite al PN con la entrada en vigor de la normativa *Euro 6*.

La normativa *Euro 6*, que es de aplicación desde Septiembre de 2014, ha reducido fuertemente los índices máximos de emisión de NOx y de HC+NOx en las motoriza-

---

<sup>11</sup>Del inglés *Exhaust Gas Recirculation*

<sup>12</sup>Del inglés *Diesel Oxidation Catalyst*

<sup>13</sup>Del inglés *Diesel Particulate Filter*

<sup>14</sup>Del inglés *Particle Number*

<sup>15</sup>Del inglés *Three Way Catalyst*

ciones MEC, pasando de 180 a 80 mg/km y de 230 a 170 mg/km respectivamente. Así pues, los fabricantes están aunando esfuerzos en desarrollar nuevos sistemas de post-tratamiento, como son las trampas de NOx (LNT<sup>16</sup>) o los catalizadores selectivos de reducción (SCR<sup>17</sup>); o directamente explorando nuevas estrategias de gestión de los actuales sistemas implantados en el mercado, que permitan el cumplimiento de los límites establecidos.

No obstante, el hecho de incorporar cada vez más sistemas de post-tratamiento en la línea de escape provoca un aumento de la contrapresión generada y, por lo tanto, un incremento del trabajo de bombeo produciendo aumentos del consumo de combustible. En este sentido, el proceso de filtrado de las partículas en los DPFs hace que se vaya acumulando cada vez más PM en los canales internos del elemento, provocando de manera aún más acusada un aumento la contrapresión generada. Una posible estrategia para la reducción de la contrapresión generada con los sistemas actuales en motores MEC-Di es el posicionamiento de los elementos del post-tratamiento aguas-arriba de la turbina, comúnmente denominado *pre-turbo*. Si bien la introducción del conjunto DOC+DPF supone un incremento de la contrapresión de escape en la posición tradicional (aguas abajo de la turbina), en este caso ofrece ciertas ventajas como el aumento térmico a la entrada del conjunto provocando una reducción en la pérdida de presión a través de los elementos [17, 18]. Otra de las técnicas más novedosas para la reducción de esta contrapresión generada es la propuesta por Payri *et al.* [19], donde se plantea el realizar inyecciones de agua antes del DPF para poder conseguir una reestructuración del hollín acumulado, y por tanto, modificar las condiciones del flujo interno para producir una reducción de la contrapresión.

En cuanto a los motores MEP-Di, se están explorando los sistemas de filtros de partículas (GPF<sup>18</sup>) y los sistemas de EGR como estrategias para la reducción de las emisiones de PN y NOx, así como de los problemas de autoencendido de la mezcla; aunque aún son tecnologías en fase de desarrollo y que no están totalmente implantadas.

Actualmente, el constante interés que se está mostrando a lo largo de los últimos 20 años sobre el conocimiento de las emisiones provenientes de los MCIA y de las estrategias o tecnologías para mitigarlos, están provocando que cada vez más investigadores y científicos se centren en estos aspectos. La Figura 1.3 muestra la evolución temporal de las publicaciones científicas relacionadas con las emisiones contaminantes, los sistemas de post-tratamiento, y los sistemas EGR tanto en motores MEC como MEP, llegando a registrar aumentos del 400% en el número de publicaciones científicas relacionadas con estos temas desde el año 2000.

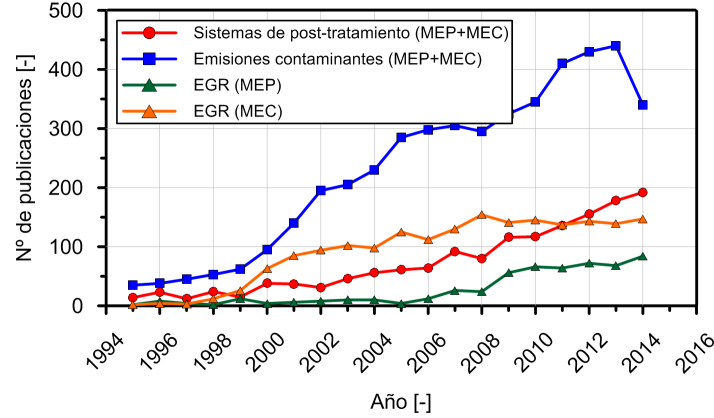
---

<sup>16</sup>Del inglés *Lean NOx Trap*

<sup>17</sup>Del inglés *Selective Catalytic Reduction*

<sup>18</sup>Del inglés *Gasoline Particle Filter*





**Figura 1.3:** Publicaciones científicas relacionadas con las emisiones contaminantes, sistemas de post-tratamiento, y recirculación de gases de escape durante los últimos 20 años (artículos JCR y ponencias en congresos de carácter internacional) [3].

## 1.2. Antecedentes

Esta tesis doctoral se encuentra englobada dentro de los trabajos destinados a la comprensión de diferentes fenómenos que pueden afectar la emisión de productos contaminantes por los MCIA, así como las metodologías para la caracterización y el control de estos productos mediante diferentes técnicas. Los trabajos precedentes se han realizado a través de modelos de acción de ondas OpenWAM<sup>19</sup>, modelos de mecánica de fluidos computacional (CFD<sup>20</sup>), y mediante el uso de las instalaciones experimentales que se encuentran en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València.

En la parte que se refiere al desarrollo de herramientas para la caracterización de ciertos compuestos contaminantes, la tesis de *Fuentes* [20] fue la primera versión de una metodología desarrollada para la medida de la distribución de tamaños de partículas (PSD<sup>21</sup>) en condiciones de operación estacionarias. El planteamiento de este trabajo estuvo relacionado con el interés mostrado por la normativa 97/62/EEC en cuanto a la calidad del aire ambiente, ya que estudios previos habían mostrado que entre un 10 % y un 15 % de las partículas menores de 10 micras (PM<sub>10</sub>), y más de un 40 % de las partículas menores de 2,5 micras (PM<sub>2,5</sub>) en el aire atmosférico procedían de los MCIA que se utilizan para el transporte [21]. Esto propició el interés por desarrollar una metodología que permitiese cuantificar las partículas emitidas en cuanto a número y cantidad se refiere.

<sup>19</sup>Del inglés *Open Wave Action Model*

<sup>20</sup>Del inglés *Computational Fluid Dynamics*

<sup>21</sup>Del inglés *Particle Size Distribution*

El siguiente trabajo relacionado con las herramientas para la evaluación de las partículas emitidas por los MCIA fue desarrollado por *Linares* [22]. La dificultad asociada a este trabajo vino dada por la ausencia de estándares de condiciones de medida de las partículas durante el ciclo dinámico de homologación europeo para vehículos ligeros (NEDC<sup>22</sup>). En este caso, la metodología desarrollada permitió la medida de las distribuciones de tamaño de partículas, así como la evaluación total de las partículas emitidas durante condiciones de operación de motor dinámicas.

Casi en paralelo al desarrollo de dichas metodologías, *Pla* [23] puso a punto un sistema de recirculación de gases de escape de baja presión (LP-EGR<sup>23</sup>). En primer lugar, como solución a la drástica reducción en los límites de NOx que entrarían en vigor en la normativa *Euro 5*, y segundo, como medida a los problemas de acoplamiento entre sistema de EGR y turbogruppo [24], y reparto heterogéneo de la mezcla en los diferentes cilindros [25] presentados por el hasta entonces generalmente usado, EGR de alta presión (HP-EGR<sup>24</sup>) [26].

Debido al creciente uso de sistemas de post-tratamiento y a la necesidad de comprensión de su funcionamiento, *Piqueras* [27] propuso en el año 2008 una metodología para la determinación de las propiedades características de los DPFs y como variaban éstas en dependencia de la carga de hollín alojada en su interior, validando un modelo matemático de predicción de temperatura a la entrada y salida del DPF, así como de la pérdida de presión generada. Este trabajo hizo posible obtener un modelo global del DPF de flujo de pared para motores MEC que actualmente sigue en uso.

Continuando con el trabajo desarrollado por *Piqueras, Garcia-Afonso* [28] terminó de implementar el modelo térmico en posiciones radiales y longitudinales del DPF bajo condiciones de carga de hollín, así como la evolución de la pérdida de presión en función de la masa de hollín retenida y las condiciones a la entrada del DPF. Todo esto, unido a un fuerte desarrollo de trabajo experimental, sirvió para desarrollar el primer modelo matemático del conjunto motor con sistema de post-tratamiento en configuración *pre-turbo*.

Por último, en el ámbito de caracterización de emisiones contaminantes a través de los nuevos modos de combustión, *Kolodziej* [29] realizó una detallada caracterización de las partículas producidas cuando se emplea LTC, analizando tanto PSD, fracción sólida de PM (ISF<sup>25</sup>), fracción soluble de PM (SOF<sup>26</sup>), y especiación de hidrocarburos contenidos en el SOF emitido.

---

<sup>22</sup>Del inglés *New European Driving Cycle*

<sup>23</sup>Del inglés *Low pressure Exhaust Gas Recirculation*

<sup>24</sup>Del inglés *High pressure Exhaust Gas Recirculation*

<sup>25</sup>Del inglés *Insoluble Fraction*

<sup>26</sup>Del inglés *Soluble Organic Fraction*

### 1.3. Objetivos

Esta tesis doctoral se ha enfocado a la investigación del efecto de diferentes estrategias de control de contaminantes aplicadas en motores MEC-Di y MEP-Di. Este estudio se sitúa en un contexto de notable interés científico y humano, reflejado por el gran aumento de estudios relacionado con las emisiones contaminantes de los MCIA y los sistemas de control de éstos.

Como punto de partida del trabajo se valorarán los factores que afectan a la medida del hollín emitido por los MCIA en condiciones dinámicas de operación. Esto permitirá desarrollar una metodología que permita la medida del hollín en estas condiciones para su posterior aplicación durante el desarrollo del resto de trabajos.

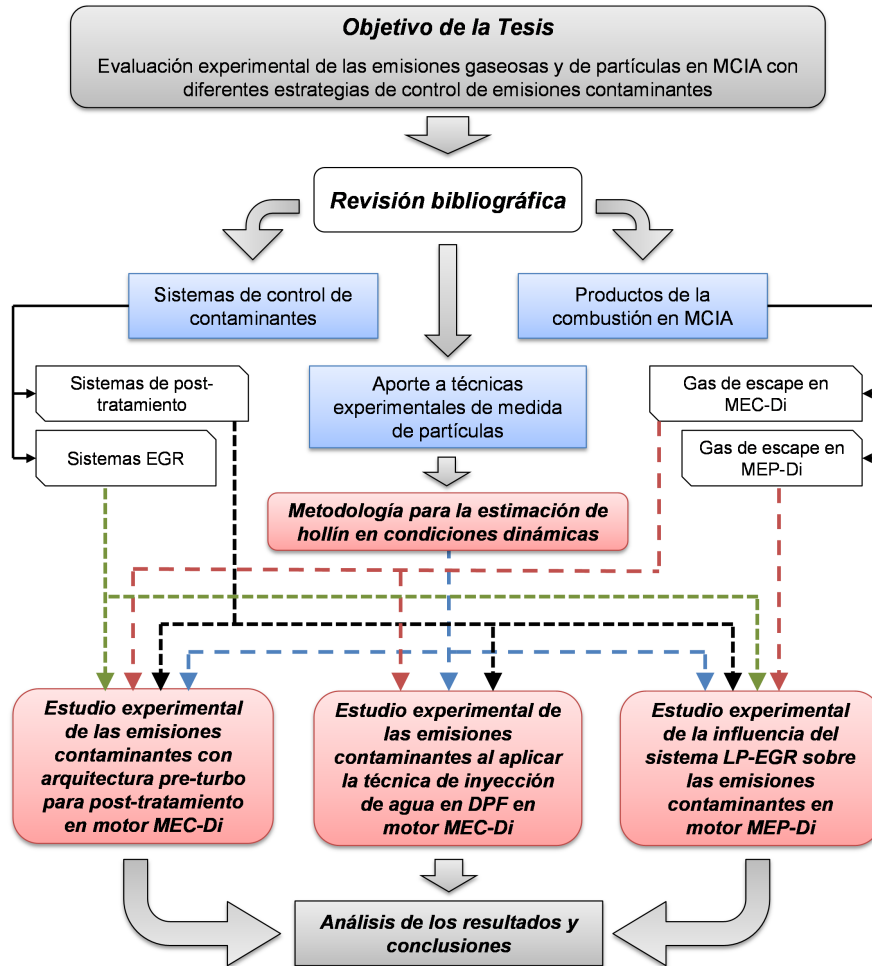
De una manera más específica, los objetivos que se persiguen para el desarrollo de este trabajo son:

1. Identificar el estado del arte en emisiones contaminantes producidas por los MCIA instalados en vehículos ligeros, así como las tecnologías disponibles para su control.
2. Desarrollar una metodología que permita la medida de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación en motores MEC-Di y MEP-Di. Para ello se evaluarán las distintas opciones de sistemas de medida que permiten realizar esta tarea y se cuantificará la influencia de las condiciones de dilución que afectan al proceso de medida de este compuesto.
3. Desarrollar e implementar nuevas correlaciones que permitan la estimación de la concentración de hollín a través de diferentes técnicas de medida y sin necesidad de emplear los costosos equipos diseñados, precisamente, para este propósito.
4. Estudiar la influencia de la posición de los sistemas de post-tratamiento en la línea de escape sobre las emisiones contaminantes de un motor MEC-Di.
5. Analizar la influencia de la aplicación de la técnica de inyección de agua en el DPF sobre las emisiones contaminantes de un motor MEC-Di.
6. Cuantificar la influencia de la instalación de un sistema de LP-EGR sobre las emisiones contaminantes de un motor MEP-Di.

### 1.4. Estructura

La planificación y la correcta definición de la metodología del trabajo fueron la base y punto de partida para el abordaje del contenido en esta tesis y, por lo tanto,

la consecución de los objetivos planteados. La Figura 1.4 muestra, de forma esquematizada, la estructura de la metodología que se siguió durante el desarrollo de los trabajos recogidos en este documento.



**Figura 1.4:** Estructura de la metodología de trabajo seguida durante el desarrollo de la tesis doctoral.

Una vez que se han planteado los antecedentes y definido los objetivos del trabajo a realizar, el siguiente paso es abordar, como todo trabajo de investigación, una revisión bibliográfica lo más exhaustiva posible con el fin de evaluar el estado del arte concerniente a las emisiones de los MCIA y las estrategias de control de contaminantes. El **Capítulo 2** recogerá toda esta revisión bibliográfica siendo los temas tratados expuestos a continuación:

- **Productos de la combustión en MCIA.** Esta parte se ha destinado a analizar los diferentes tipos de productos contaminantes que contiene el gas de escape en los MCIA. Más concretamente, la revisión bibliográfica se centra en los productos contaminantes emitidos por motores de inyección directa turboalimentados, tanto MEC, como MEP.
- **Sistemas de control de contaminantes en MCIA.** En este sentido, es necesario conocer cuáles son los métodos o estrategias actuales para el control de los productos contaminantes originados en los motores.

Puesto que el trabajo planteado para la presente tesis tiene un carácter principalmente empírico, es necesario contar con una instalación experimental versátil y moderna capaz de controlar de forma fiable todas las variables que afectan al funcionamiento del motor, así como los parámetros que sean de interés para el análisis de los resultados. A partir de la literatura consultada y teniendo en cuenta los objetivos del trabajo, ha sido posible determinar el equipamiento necesario que debía satisfacer la instalación experimental. En cuanto a los sistemas de caracterización de los diferentes elementos del gas de escape -compuestos gaseosos, PM, y PN-, ha sido necesario disponer de una serie de sistemas de medida específicamente seleccionados para el presente estudio, además de los sistemas diseñados para determinar la eficiencia de los diversos sistemas de post-tratamiento. El **Capítulo 3** recoge la información concerniente a la instalación experimental y a los equipos de medida de emisiones contaminantes utilizados.

La primera parte del **Capítulo 4** se ha dedicado al trabajo que se realizó para desarrollar una metodología para la medida de la concentración de hollín presente en gas de escape en condiciones de operación dinámica. En la segunda parte de este capítulo está planteado todo el desarrollo realizado para la obtención de diversas correlaciones que permitan la estimación de la concentración de hollín a partir de diferentes técnicas de medida.

El **Capítulo 5** está destinado al estudio realizado sobre la influencia que tiene sobre las emisiones contaminantes el cómo están dispuestos los elementos del sistema de post-tratamiento de un motor MEC-Di respecto al turbogrupo (arquitectura *pre-turbo*). Además, también se ha realizado un análisis de la eficiencia que tienen cada uno de los elementos del sistema de post-tratamiento para evaluar si esta disposición puede influir en el correcto funcionamiento de estos sistemas.

El análisis del efecto que puede tener la aplicación de la técnica de inyección de agua antes del DPF [19] como medida para reducir la contrapresión de escape generada cuando se encuentra bajo condiciones de carga (hollín acumulado en los canales internos), sobre las emisiones contaminantes, así como su influencia sobre la eficiencia de filtrado de este elemento, queda recogido en el **Capítulo 6**.

El último estudio que se ha desarrollado a lo largo de esta tesis está dedicado a analizar la influencia que provoca sobre las emisiones contaminantes y el sistema de post-tratamiento la inclusión de un sistema LP-EGR en un motor MEP-Di. Toda esta información está dispuesta en el **Capítulo 7**.

Para terminar el documento de tesis, el **Capítulo 8** recoge la síntesis de las conclusiones obtenidas durante todos estos trabajos, así como una propuesta de posibles trabajos futuros en los que profundizar relacionados con los temas analizados. Además se detalla un sumario de las aportaciones científicas más relevantes conseguidas durante el desarrollo de estas tareas de investigación.

## Bibliografía del Capítulo 1

- [1] C. C. Chan. “The state of the art of electric and hybrid vehicles”. *Proceedings of the IEEE Transactions on Vehicular Technology* 90 (2002), págs. 247-275 (vid. pág. 2).
- [2] F. Payri y J. M. Desantes, eds. *Motores de combustion interna alternativos*. Reverté, 2011 (vid. págs. 2, 25).
- [3] “Web of ISI knowledge. [http: portal.isiktemperatures](http://portal.isiktemperatures) (15/09/2014)” (2014) (vid. págs. 2, 3, 7).
- [4] K. P. Schindler. “Why do we need the Diesel?” *SAE Technical Paper* 972684 (1997) (vid. pág. 2).
- [5] J. Johnson. “Review of vehicular emission trends”. *SAE International Journal Engines* 8(3) (2015) (vid. pág. 3).
- [6] *Council Directive 70/220/EEC of 20 March 1970 on the aproximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by gases from positive-ignition engines of motor vehicles*. (Vid. pág. 3).
- [7] *Council Directive 88/436/EEC of 16 June 1988 amending Directive 70/220/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by gases from engines of motor vehicles (Restriction of particulate pollutant emissions from diesel engines)* (vid. pág. 3).
- [8] *Council Directive 91/441/EEC of 26 June 1991 amending Directive 70/220/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles* (vid. pág. 3).
- [9] *Directive 94/12/EC of the European Parliament and the Council of 23 March 1994 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Directive 70/220/EEC* (vid. pág. 3).
- [10] *Directive 98/69/EC of the European Parliament and the Council of 13 October 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC* (vid. pág. 3).

- [11] *Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and the Council 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information* (vid. págs. 3, 18).
- [12] *Directive 2008/692/EC, Implementing and Amending Regulation (EC) N. 715/2007 of the European Parliament and of the Council on Type-Approval of Motor Vehicles with Respect to Emissions from Light Passenger and Commercial Vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information* (vid. pág. 3).
- [13] M. Takashi, N. Hideo, I. Toshio, O. Kazuya e I. Seiji. *Exhaust gas recirculating system*. JP2005232996. 2005 (vid. págs. 5, 120).
- [14] M. G. Khair. "A review of Diesel particulate filter technologies". *SAE Technical Paper* 2003-01-2303 (2003) (vid. pág. 5).
- [15] C. I. Davidson, R. F. Phalen y P. A. Solomon. "Airbone particulate matter and human health: a review". *Aerosol Sci. Technol.* 39(1) (2005), págs. 62-78 (vid. págs. 5, 193).
- [16] A. D. Kappos y col. "Health effects of particles in ambient air". *International Journal of Hygiene and Environmental Health* 207(4) (2004), págs. 399 -407 (vid. pág. 5).
- [17] M. N. Subramaniam, V. Joergl, P. Keller, O. Weber, T. Toyoshima y C. L. Vogt. "Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling approach". *SAE Technical Paper* 2009-01-1276 (2009) (vid. págs. 6, 120).
- [18] C. Brustle, M. Downey, M. N. Subramaniam, A. Brickett y D. Tomazic. "Aftertreatment in a pre-turbo position: size and fuel consumption advantage for Tier 4 large-bore Diesel engines". *Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology* (2011) (vid. pág. 6).
- [19] J. M. Desantes, F. Payri, P. Piqueras y J. R. Serrano. *Sistema de filtro de partículas para motor y metodo de reducción de perdida de presión de dicho filtro*. Patent application ES2408243B1. Oficina Española de Patentes y Marcas. Abril 2014 (vid. págs. 6, 11, 158).
- [20] E. Fuentes. "Caracterizacion de la influencia de las condiciones de operacion de motor sobre la distribucion de tamaño de las partículas diesel". Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2006 (vid. págs. 7, 82).
- [21] D. B. Kittelson. "Engines and nanoparticles: a review". *Journal of Aerosol Science* 29 (1998), págs. 575-88 (vid. págs. 7, 26, 82, 143).
- [22] W. G. Linares. "Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operacion del motor diesel". Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013 (vid. págs. 8, 73, 225).

- [23] B. Pla. “Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape mediante sistema de baja presión en motores diesel sobrealimentados”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2008 (vid. pág. 8).
- [24] I. Kolmanovsky, P. Moraal, M. J. van Nieuwstadt y A. G. Stefanopoulou. “Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines”. *Proceedings 18th IFIP Conf. Syst. Modeling and Optimization, Detroit* (1997), págs. 436-445 (vid. pág. 8).
- [25] J. M. Luján, J. Galindo, J. R. Serrano y B. Pla. “A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines”. *Measurement Science & Technology* 19 (2008), pág. 065401 (vid. pág. 8).
- [26] M. Zheng, G. T. Reader y J. G. Hawley. “Diesel engine exhaust gas recirculation a review on advanced and novel concepts”. *Energy Conversion and Management* 45 (2004), págs. 883-900 (vid. pág. 8).
- [27] P. Piqueras. “Contribución al modelado termofluidodinámico de filtros de partículas de flujo de pared”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2010 (vid. págs. 8, 40).
- [28] O. García-Afonso. “Análisis teórico-experimental de la arquitectura pre-turbo de sistema de post-tratamiento en MCIA”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013 (vid. pág. 8).
- [29] C. P. Kolodziej. “Particulate matter emissions from premixed diesel low temperature combustion”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2012 (vid. pág. 8).



## Capítulo 2

# Emisiones y sistemas de control de contaminantes en MCIA

### Índice

---

2.1.	Introducción . . . . .	<b>17</b>
2.1.1.	Objetivos . . . . .	18
2.2.	Regulaciones . . . . .	<b>18</b>
2.3.	Emisiones contaminantes en MCIA . . . . .	<b>19</b>
2.3.1.	Óxidos de nitrógeno . . . . .	20
2.3.2.	Monóxido de carbono . . . . .	22
2.3.3.	Hidrocarburos sin quemar . . . . .	24
2.3.4.	Partículas . . . . .	25
2.3.4.1.	Distribución de tamaño de partículas . . . . .	26
2.4.	Sistemas de control de contaminantes en MCIA . . . . .	<b>27</b>
2.4.1.	Sistemas para el control de la formación de emisiones en motores MEP . . . . .	28
2.4.2.	Sistemas para el control de la formación de emisiones en motores MEC . . . . .	29
2.4.3.	Sistemas de post-tratamiento de gases de escape . . . . .	30
2.4.3.1.	Catalizadores de oxidación . . . . .	30
2.4.3.2.	Catalizadores de tres vías . . . . .	33
2.4.4.	Post-tratamiento para el control de NOx en mezclas pobres . . . . .	35
2.4.4.1.	Catalizadores de reducción selectiva . . . . .	36

## *Índice del Capítulo 2*

---

2.4.4.2.	Trampas de óxidos de nitrógeno para mezclas pobres . . . . .	38
2.4.5.	Post-tratamiento para el control de partículas . . . . .	40
	Bibliografía del Capítulo . . . . .	<b>54</b>

---

## 2.1. Introducción

Desde hace varias décadas, los problemas medioambientales han ido ocupando cierta importancia en los círculos políticos de los diferentes países del mundo. Este hecho tiene su origen en el descontento social con el estado del medio ambiente y los problemas derivados de ello, lo que ha propiciado la introducción de, cada vez más, rigurosas leyes que permitan paliar este efecto. De hecho, la polución medioambiental constituye uno de los mayores problemas en las áreas urbanas, donde están concentradas las mayores fuentes de productos contaminantes [30].

Actualmente, la mayor parte de productos contaminantes proviene de los combustibles fósiles utilizados en plantas de generación de energía, vehículos para transporte de mercancías o pasajeros, así como de otros procesos de incineración derivados de procesos industriales. Los equipos energéticos comúnmente utilizados para la generación de energía mecánica destinada al movimiento de vehículos son los MCIAs, los cuales utilizan dichos combustibles fósiles para su funcionamiento. La utilización de estos motores genera la emisión de productos contaminantes a la atmósfera, siendo los más comunes el CO, los NO<sub>x</sub>, los HC y partículas sólidas. En la UE, los medios de locomoción son responsables del 25 % de las emisiones de CO<sub>2</sub>, de más del 80 % de las de CO, y del 60 % de las de NO<sub>x</sub>. Esta contaminación, además de contribuir al calentamiento global, provoca graves problemas en la salud de los habitantes de algunas ciudades [31].

Sin embargo, no todos los vehículos emiten los distintos tipos de contaminantes en la misma proporción. Los motores MEP emiten, principalmente, CO, NO<sub>x</sub> y HC; mientras que los motores MEC se caracterizan por la alta emisión de partículas sólidas en forma de hollín que da lugar a los humos negros, HC y NO<sub>x</sub>. En este sentido, la industria del automóvil está experimentando una revolución como nunca ha sufrido en la historia, ya que se están realizando, cada vez más, fuertes presiones desde las instituciones públicas y las agencias de regulación para disminuir las emisiones contaminantes a nivel mundial. Del mismo modo que las emisiones contaminantes, el consumo de combustible también está empezando a ser agresivamente regulado para reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> y la dependencia de las fuentes de energía fósiles.

Es interesante destacar que la industria de la automoción ha sido tradicionalmente muy conservadora a la hora de introducir nuevas tecnologías, transcurriendo entre 15 y 20 años desde que aparece una tecnología hasta que ocupa un 70-80 % del mercado [32]. A pesar de esto, el constante avance de las regulaciones sobre emisiones contaminantes están forzando a la introducción de ciertas tecnologías en un menor periodo de tiempo. Como ejemplo, el caso de los DPFs, donde la primera generación se introdujo en el año 1999 y una década después ya se encontraban implantados en la totalidad de los motores MEC del mercado; o los sistemas SCR en los motores de transporte pesado, cuya aparición surgió en 2003 y actualmente está extendido en un 90 % del mercado. Teniendo esto en cuenta, los avances que se producen actualmente en los motores

evolucionan mucho más rápido que en el pasado, y por ello hay un gran aumento en las investigaciones científicas centradas en estos aspectos.

### 2.1.1. Objetivos

Los objetivos perseguidos en la revisión del estado del arte de este documento son:

- Realizar un análisis y recopilar información del estado actual en cuanto a regulaciones, emisiones, y tecnologías de aplicación para el cumplimiento de las actuales y futuras regulaciones en materia de compuestos contaminantes.
- Sintetizar toda la información relevante relacionada con el contenido de esta tesis doctoral, clasificada por temas; tratar de abarcar toda la información disponible que pueda convertirse en un punto de referencia del trabajo, y que permita relacionar lo realizado en este estudio con trabajos previos.

## 2.2. Regulaciones

Durante este último año ha entrado en vigor la normativa *Euro 6-c*, la cual regula la emisión numérica de partículas para los nuevos motores MEP-Di producidos después del 1 de Septiembre de 2014, no pudiendo superar más de  $6 \cdot 10^{11}$  #/km durante todo el NEDC [33], tal y como previamente se estableció para los motores MEC. No obstante, durante los tres años siguientes a esta fecha, los fabricantes de motores MEP-Di podrán decidir, opcionalmente, si están sujetos a esta normativa. La intención es permitir disponer de tres años para desarrollar alternativas, como los GPF, que permitan el cumplimiento de la normativa.

Dentro del marco legislativo europeo, y en miras de un futuro no muy lejano, el ciclo NEDC utilizado para la evaluación de los estándares de homologación de emisiones contaminante [11] dejará de utilizarse como ciclo de evaluación porque no representa las condiciones reales de circulación de los vehículos ligeros; por lo que la Comisión Europea (CE) ha lanzado un programa para el estudio y evaluación de ciclos de homologación que reproduzcan mejor las condiciones reales de circulación.

En este sentido, muy importante es el programa *United Nations Economic Commission for Europe - The Working Party on Pollution and Energy* (UNECEGRPE), en el cual se está desarrollando el ciclo *World Harmonized Light-Duty Test Cycle* (WLTC) para aplicarlo como criterio de emisión de CO<sub>2</sub> y de compuestos contaminantes en la futura normativa *Euro 7* [34]. En este sentido, el ciclo WLTC se ha desarrollado con 4 fases con diferente distribución de velocidades: baja, media, alta y muy alta,

en correspondencia con la conducción en vías urbana, extraurbana, carretera convencional y autopista, incluyendo cambios dinámicos de operación con gradientes de velocidad elevados en todas las fases del ciclo [35]. Diversos informes detallan que la introducción de este ciclo se realizará a partir del 1 de Septiembre de 2017 para nuevos motores, y del 1 de Septiembre de 2018 para nuevos vehículos [36, 37]

Un estudio del *Join Research Center* mostró que las emisiones de NOx que actualmente emiten los vehículos ligeros en uso con motorización MEC son del orden de 3 y 4 veces mayores que los límites establecidos para el NEDC [38, 39]. Y es que, aunque los límites máximos de emisión permitidos a través del NEDC se han reducido drásticamente con el paso de los años, las emisiones medidas durante periodos de conducción real no han variado, prácticamente, durante los últimos 15 años [40].

En lo referente a vehículos ligeros con motorización MEP actualmente en uso, las emisiones de NOx generalmente sí que se encuentran dentro de los límites establecidos por las actuales regulaciones, pero la emisión de partículas debe presentar mejoras para cumplir con los límites establecidos [41]. En este contexto, aunque sí que cumplen con los límites en masa de material particulado, distan mucho de cumplir con los límites en emisión número. De manera similar al problema presentado por las motorizaciones MEC sobre NOx en condiciones reales de circulación, diversos estudios han mostrado aumentos de 2 a 10 veces en la emisión numérica de partículas en motorizaciones MEP-Di que cumplen con la normativa *Euro 6* a través del NEDC, cuando se compara con ciclos de conducción reales [39]

Al mismo tiempo, la CE también está proponiendo el establecer ciclos de conducción reales (RDE<sup>1</sup>) para la evaluación de las emisiones contaminantes utilizando equipos portátiles *on-board* (PEMS<sup>2</sup>) instalados directamente en los vehículos, permitiendo que éstos circulen por tramos reales urbanos, de carretera y autopista [40]. Estos ciclos RDE no tendrán límites concretos de emisiones contaminantes establecidos según el *Certificado de Conformidad de la UE*, aprobado en Diciembre de 2014, sino que estarán sujetos a los límites de emisión NTE<sup>3</sup>. Los límites NTE fueron establecidos a mediados del 2015 [42] y serán introducidos a partir del 1 de Septiembre del 2017 para los nuevos tipos de motores y a partir del 1 de Septiembre del 2018 para todos los motores de nueva producción.

## 2.3. Emisiones contaminantes en MCIA

Se denominan emisiones contaminantes a todas aquellas sustancias que en concentración suficiente pueden producir un efecto nocivo medible sobre los seres vivos, la vegetación o el entorno en general [43].

<sup>1</sup>Del inglés *Real-World Driving Emissions*

<sup>2</sup>Del inglés *Portable Emissions Measurement System*

<sup>3</sup>Del inglés *Not-to-Exceed*

Dado que la principal aportación de sustancias contaminantes provenientes de un motor se produce a través de los gases de escape que se emiten a la atmósfera, es necesario centrarse en ese aspecto, así como en la descripción de los productos emitidos durante combustión. Como consecuencia de la combustión, los gases de escape en un MCIA se dividen en:

- **Productos no contaminantes.** En una combustión limpia aparecen: agua ( $\text{H}_2\text{O}$ ),  $\text{CO}_2$  y oxígeno ( $\text{O}_2$ ), además del nitrógeno ( $\text{N}_2$ ) proveniente del aire. El hecho de considerar el  $\text{CO}_2$  no contaminante es discutible, ya que es el potencial precursor del denominado efecto invernadero. En una combustión incompleta, además, también aparece hidrógeno proveniente del combustible ( $\text{H}_2$ ).
- **Productos contaminantes.** El origen de los mismos es muy variable. Procedentes de una combustión incompleta se encuentran el  $\text{CO}$  y los  $\text{HC}$ . A esto se ha de añadir los productos de la oxidación del nitrógeno del aire de admisión - $\text{NOx}$ -, y los contaminantes procedentes del azufre que poseen los combustibles -óxidos de azufre ( $\text{SOx}$ )-. Como último producto contaminante de la combustión se encuentran el material particulado, donde está situado el ISF y SOF de partículas provenientes del carbón elemental formado durante la combustión.

### 2.3.1. Óxidos de nitrógeno

Tal y como se ha explicado previamente, la mayor fuente de  $\text{NOx}$  en Europa proviene de la combustión de los combustibles fósiles en vehículos [44].  $\text{NOx}$  es un término genérico utilizado para nombrar tanto al monóxido de nitrógeno ( $\text{NO}$ ), como al dióxido de nitrógeno ( $\text{NO}_2$ ), los cuales se producen durante los procesos de combustión a alta temperatura. A temperatura ambiente, el  $\text{O}_2$  y el  $\text{N}_2$  no reaccionan el uno con el otro. Sin embargo, en los MCIA, la alta temperatura alcanzada durante el proceso de combustión produce una reacción entre el  $\text{N}_2$  y el  $\text{O}_2$ , formando  $\text{NOx}$ . En este sentido, los  $\text{NOx}$  provenientes de un MCIA suelen tener una composición del 95 % de  $\text{NO}$  y un 5 % de  $\text{NO}_2$ .

*Bosch and Janssen* [45] clasifican tres mecanismos para la formación de  $\text{NOx}$  durante el proceso de combustión. En la primera categoría, conocida como mecanismo *térmico*, los  $\text{NOx}$  se forman por la oxidación del  $\text{N}_2$  a alta temperatura según la reacción 2.1.



Esta reacción tiene lugar por encima de 1300 K y se produce siguiendo el mecanismo de *Zeldovich* a través de las reacciones en cadena que provienen de los átomos activos de  $\text{N}^*$  y  $\text{O}^*$  [46], según las reacciones 2.2 y 2.3.



Además, el  $N^*$  liberado reacciona con los radicales hidroxilo (OH) para formar también NO, según *Lavoie et al.* [47]. El ratio de formación de NO está, básicamente, controlado por la reacción 2.3, incrementándose exponencialmente con la temperatura. En este sentido, el mecanismo de *Zeldovich* domina la formación del NO bajo la mayor parte de las condiciones de operación en un MCIA [48].

La segunda categoría en la formación de los NOx es la denominada *prompt-NOx* o mecanismo súbito (también conocido como mecanismo de *Fenimore*), el cual basa la formación de NOx en la reacción de los hidrocarburos fragmentados con el nitrógeno atmosférico para formar productos como el ácido cianhídrico (HCN) o el radical metilenoamino ( $H_2CN$ ), siendo oxidados a continuación mediante el NO en la zona de mezcla pobre de la llama. Las reacciones 2.4 y 2.5 muestran de manera simplificada el funcionamiento de este mecanismo.



La formación de NOx a través del mecanismo *prompt* es proporcional al número de átomos de carbono presente por unidad de volumen y es independiente del hidrocarburo originario. Además, la cantidad de HCN formada se incrementa con la concentración de los radicales OH. Por último, este mecanismo para la formación de NOx puede darse bajo condiciones térmicas poco elevadas, condiciones ricas de la mezcla AF, o donde los tiempos de residencia sean cortos.

La tercera y última categoría en la formación de NOx es la denominada por óxido de dinitrógeno ( $N_2O$ ) intermedio, y es principalmente importante a bajas temperaturas. En este mecanismo, los átomos de oxígeno atacan el nitrógeno molecular en presencia de una tercera molécula, lo que resulta en la formación de  $N_2O$ . Éste reacciona posteriormente con los átomos de oxígeno para formar NO, vía la reacción 2.6.



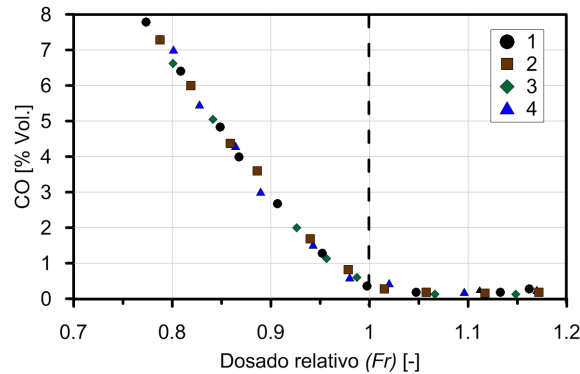
Este proceso de formación queda en segundo lugar ya que el NO formado es insignificante si se compara con el formado mediante el mecanismo de *Zeldovich*. Sin embargo, en condiciones de mezcla pobres, el mecanismo de *Fenimore* es suprimido del mismo modo que las bajas temperaturas suprimen el mecanismo de *Zeldovich*.

Por un lado, y centrándose en los efectos adversos de los NO<sub>x</sub>, éstos juegan un papel fundamental en la fotoquímica de la troposfera y estratosfera, catalizando el ozono (O<sub>3</sub>) para su destrucción y generando más NO y NO<sub>2</sub>. Estas reacciones son las responsables de la destrucción del ozono en latitudes medias y altas desde la primavera hasta el otoño [49, 50]. Otro efecto adverso que producen los NO<sub>x</sub> es la lluvia ácida, la cual puede perturbar los ecosistemas y causar la muerte biológica en lagos y ríos. Los nitratos de peroxiacetilenos (PAN) pueden ser formados, también, a partir del NO y contribuir significativamente a la polución global [51].

Estudios biológicos han mostrado que el NO es un producto venenoso para las células *in-vivo*, los cuales transforman los aminoácidos en argininas. El NO se introduce a través de los alvéolos pulmonares dañando las estructuras alveolares y sus funciones, produciendo infecciones y alergias respiratorias como la bronquitis y neumonitis [52].

### 2.3.2. Monóxido de carbono

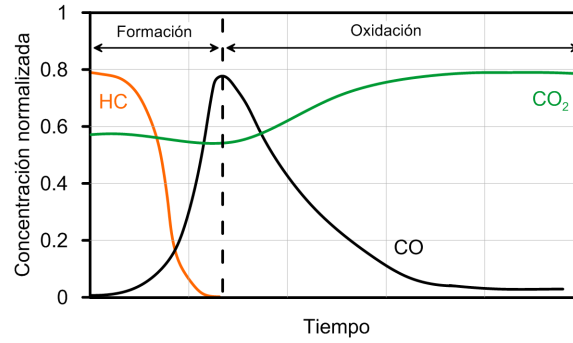
El CO es un producto de la combustión incompleta, formado en un paso intermedio de la oxidación de los hidrocarburos del combustible. Su formación está controlada, principalmente, por el dosado de la mezcla, tal y como muestra la Figura 2.1 [53]. En este sentido, la formación de CO ocurre en mezclas ricas, donde la cantidad de O<sub>2</sub> disponible limita la oxidación de los HC, y en también se produce en mezclas pobres y estequiométricas, cuando son heterogéneas. En este sentido, a medida que se incrementa la cantidad de aire por encima del estequiométrico, las fracciones molares en la formación de CO se sitúan del orden de  $10^{-3}$ , mientras que las fracciones molares en mezclas ricas se incrementan exponencialmente cuando se disminuye el aire disponible para la combustión. Así pues, la emisión de CO en motores MEP es mucho más elevada que en los motores MEC.



**Figura 2.1:** Formación de CO en función del dosado utilizando diferentes formulaciones de combustible (Adaptado de [53]).

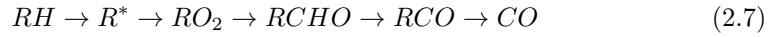


Los niveles de CO observados en los gases de escape de los motores son menores que los máximos medidos directamente en la cámara de combustión, pero ligeramente superiores a los valores de equilibrio en las condiciones locales del punto de muestreo en la línea de escape, por lo que puede decirse que los procesos que gobiernan los niveles de CO en el escape están controlados por la cinética de las reacciones. El equilibrio se produce entre el proceso de formación (rápido) y el de oxidación (lento), siendo dominante el primero, ya que los procesos de combustión tienen una duración mucho menor, tal y como muestra el esquema de la Figura 2.2.



**Figura 2.2:** Proceso de formación y oxidación del CO a partir de un hidrocarburo (Adaptado de [54]).

La formación de CO (reacción rápida dominante del proceso) es uno de los pasos principales en los mecanismo de combustión de los hidrocarburos, que pueden ser resumidos según la reacción 2.7 [54].



El CO formado en el proceso de combustión por medio del mecanismo anterior es posteriormente oxidado a CO<sub>2</sub> en un ratio mucho más pequeño, siendo la reacción 2.8 la que domina este mecanismo.



Por lo general, en los motores MEP, durante los picos máximos de temperatura y presión tras el frente de llama, los productos de la combustión del sistema C-O-H se encuentran en equilibrio. Por lo tanto, las concentraciones en las inmediaciones de los gases quemados inmediatamente después del frente de llama están en equilibrio. Sin embargo, a medida que los gases se enfrían debido a la carrera de expansión y escape, la oxidación de CO por medio de la reacción 2.7 no permanece localmente equilibrada [55].

En el caso de los motores MEC, donde la combustión se realiza mediante llama por difusión, existen dos vías para la formación del CO. La primera se basa en la existencia de regiones sumamente pobres dentro de la cámara de combustión que no permiten mantener una combustión rápida, no propagándose la llama y oxidando parcialmente los carbonos del combustible. La segunda es debida a las regiones localmente ricas donde el combustible no dispone del aire necesario para completar las reacciones de oxidación.

El CO es un gas incoloro, insípido, inodoro, y no irritante. La importancia del CO sobre la salud humana es debida a que éste puede ser absorbido en el torrente sanguíneo a través de las células pulmonares formando un producto derivado de la hemoglobina (Hb), conocido como carboxihemoglobina (COHb), el cual produce hipoxia. El contenido de COHb representa un marcador para estimar los potenciales efectos en la salud de la exposición a concentraciones de CO. La formación de COHb es un proceso reversible, pero debido al fuerte enlace entre el CO y Hb, es necesario un transcurso de tiempo muy elevado para eliminar más de la mitad de COHb formado, variando de 2 a 6.5 horas dependiendo de los niveles de COHb en sangre [56]. Así pues, niveles muy elevados pueden llegar incluso a causar la muerte.

### 2.3.3. Hidrocarburos sin quemar

Los HC sin quemar emitidos por un motor son producto de una combustión incompleta, del mismo modo que el CO. La emisión de estos hidrocarburos es debida a varias razones: *misfiring*<sup>4</sup> [57], *poolfires*<sup>5</sup> [58], insuficiente evaporación de combustible y dosados extremos.

El *misfiring* es un proceso de mucha relevancia a la hora de cuantificar las fuentes de emisión de HC. La mezcla de aire y combustibles próxima a superficies relativamente frías, como puede ser el pistón, la culata o las paredes del cilindro cede calor hacia estos elementos, por lo que su nivel térmico es insuficiente para que la llama progrese, y termina extinguiéndose [57]. Por otro lado, se denomina *poolfires* a los procesos en que cierta cantidad de combustible no evaporado se deposita en espacios relativamente pequeños, como pueden ser el alojamiento de los segmentos de fuego, o el espacio existente entre el pistón y paredes del cilindro, produciendo una alta emisión de HC debido a que la cantidad de aire disponible en estos espacios es insuficiente, produciéndose la extinción de la llama. Sin embargo, en modos de combustión con mezclas pobres, la emisión de HC es mínima debido a que el exceso de oxígeno permite la oxidación de éstos incluso en el colector y línea de escape, siempre y cuando la temperatura sea lo suficientemente elevada.

---

<sup>4</sup>Terminología inglesa utilizada para nombrar el fenómeno de apagado de llama por efecto pared

<sup>5</sup>Terminología inglesa utilizada para nombrar el fenómeno de apagado de llama depósitos de combustible en pequeños huecos

Existe una diferencia fundamental entre las emisiones de HC en dependencia del combustible utilizado. Si bien la gasolina suele estar compuesta por hidrocarburos ligeros de cadena corta de átomos de carbono, el combustible diésel está compuesto por una amplia variedad de parafinas, olefinas, e hidrocarburos policíclicos aromáticos (PAH<sup>6</sup>). Es por esto que en motores MEC la emisión de HC pesados en los gases de escape representa el 70 %, mientras que en motores MEP es menor del 5 %.

Especial atención merecen los PAH debido a alta toxicidad que producen sobre la salud humana [59], y por el papel que desempeñan en la formación de partículas. Si bien los HC de bajo peso molecular forman PAHs mediante pirosíntesis [60], los compuestos pesados presentes en el diésel los forman mediante pirolisis [61].

#### 2.3.4. Partículas

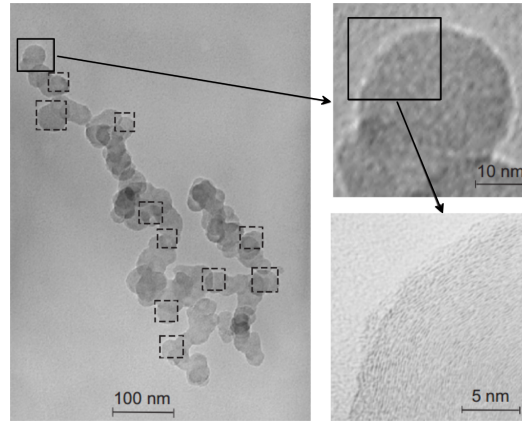
Las partículas emitidas por los MCIA se encuentran formadas por material carbonáceo, el cual se produce durante el proceso de combustión. La teoría más aceptada para la formación de hollín se basa en que cada átomo de hidrógeno que se separa durante la combustión, activa otra molécula provocando la formación y crecimiento de núcleos primarios de hollín, adoptando estructuras en forma de red [62]. Las partículas primarias o núcleos, a temperaturas superiores a 500°C poseen forma de pequeñas esferas compuestas por partículas carbonosas estructuradas en redes cristalinas hexagonales llamadas plaquetas [2, 63]. Estas plaquetas están dispuestas en capas formando pequeños cristales situados en planos paralelos a la superficie de las partículas, de forma que la partícula queda finalmente estructurada en capas simétricas respecto de su centro de gravedad. En la Figura 2.3 se puede observar la estructura de las partículas de hollín vista a través de un microscopio de barrido electrónico [64].

La otra fracción de las partículas la componen los hidrocarburos procedentes tanto del combustible, como del lubricante, y que se encuentran adsorbidos en la superficie del hollín. Estos hidrocarburos forman el SOF, y su composición puede analizarse mediante procesos de cromatografía tras ser separados del resto del material por medio de métodos de extracción como el Soxhlet [65].

El tamaño de las partículas es un factor decisivo sobre ciertos sucesos, como son: el tiempo que permanecen en suspensión en la atmósfera antes de su deposición, la probabilidad de ser adsorbida por plantas o inhaladas por seres vivos, el grado de penetración en los alvéolos pulmonares, la probabilidad de filtración, etc. Por lo tanto, el tamaño de las partículas está directamente relacionado con su peligrosidad o potencial como agente contaminante. El tamaño de partículas emitidas por los MCIA varía en el rango de 2.5 nm hasta 1  $\mu\text{m}$ . Las partículas de hollín pueden tener diámetros comprendidos entre 10 y 80 nm aunque una amplia mayoría se encuentran en el rango entre 15 y 30 nm [2, 62, 66].

---

<sup>6</sup>Del inglés *Policyclic Aromatic Hydrocarbon*



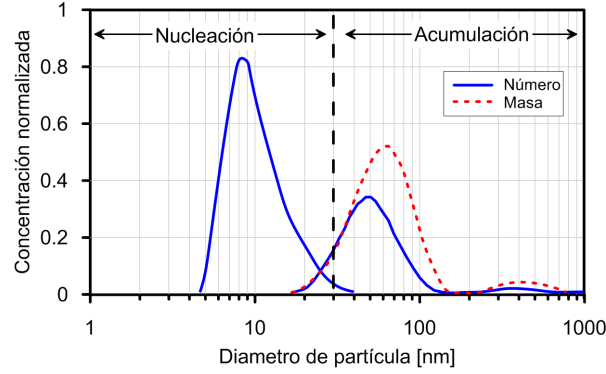
**Figura 2.3:** Estructura y forma de las partículas primarias y agregados que componen el PM del gas de escape [64].

Generalmente, el tamaño medio de las partículas crece a lo largo de la evolución que sufren desde que abandonan el cilindro hasta que salen a la atmósfera debido, principalmente, a fenómenos de agregación y aglomeración. Ambos procesos, así como las colisiones entre los aglomerados o agregados, conllevan un crecimiento en forma de cadenas y racimos provocando que la partícula adquiera una forma totalmente irregular (Figura 2.3.A), suponiendo un obstáculo para la oxidación de éstas, pues la superficie de contacto con el oxígeno se ve reducida [67]. A medida que la temperatura del gas va disminuyendo a lo largo de la línea de escape, los fenómenos de agregación y aglomeración van perdiendo importancia frente a las colisiones entre aglomerados que forman los racimos finales [64], lo que complica aun más su oxidación.

#### 2.3.4.1. Distribución de tamaño de partículas

Las distribuciones de tamaños de partículas dependen del tipo de motorización, condiciones de operación y del combustible utilizado. Sin embargo se puede plantear una distribución de tamaños de partículas generalizada en el aerosol de escape de un MCIA, según muestra la Figura 2.4 [68]. Las distribuciones de tamaños de partículas generalmente son de tipo logarítmico-normales y bimodales en forma [69], con tamaños que van desde los nanómetros hasta las varias micras. Las dos modas presentes en las PSD se denominan respectivamente nucleación y acumulación.

La primera moda está compuesta por partículas con un diámetro menor de 30 nm. Son comúnmente llamadas nanopartículas y están principalmente compuestas por partículas de hollín de muy pequeño tamaño [21, 70]. Esta moda constituye una gran cantidad en número, por lo que es especialmente notable cuando se representa



**Figura 2.4:** Conceptualización de la distribución de tamaño de partículas emitidas por los MCIA actuales (Adaptada de [68]).

la distribución de tamaños en concentración numérica. Sin embargo y debido a su pequeño tamaño, poseen muy poca masa, por lo que su efecto sobre la distribución en masa es prácticamente insignificante (Figura 2.4).

La moda acumulación, en cambio, está compuesta por partículas que tienen un diámetro en el rango de 30 nm a 1  $\mu\text{m}$ . Estas partículas son principalmente aglomerados de las partículas primarias, en cuya superficie se encuentra material volátil adsorbido. Aunque las partículas de la moda acumulación tienen menor contribución sobre el número total de partículas, su mayor tamaño hace que esta moda sea particularmente notoria respecto a la moda núcleos cuando se representa la distribución de tamaños en función de la masa.

## 2.4. Sistemas de control de contaminantes en MCIA

Una vez recapitulada la información relacionada con la formación de los compuestos contaminantes, es necesario resumir la información actual vinculada a las tecnologías que están implementadas en los MCIA para el control de éstas.

El principio de funcionamiento de los motores MEC se basa en comprimir el aire admitido hasta alcanzar la presión y la temperatura que garantiza la autoignición del combustible inyectado. La mezcla AF es, generalmente, pobre; mientras que en los motores MEP, la ignición del combustible se inicia gracias al aporte energético de una descarga eléctrica en una bujía, y la mezcla aire combustible se regula con un dosado próximo al estequiométrico. Estas diferencias junto al tipo de combustible utilizado, condicionan el tipo de control de emisiones a utilizar en cada caso. Las tecnologías utilizadas con este fin pueden dividirse en dos bloques:

- Tecnologías mediante la actuación en los procesos internos del motor.
- Tecnologías con dispositivos de tratamiento externo de los gases de escape o sistemas de post-tratamiento.

### 2.4.1. Sistemas para el control de la formación de emisiones en motores MEP

Para las motorizaciones MEP, las tecnologías para la reducción de emisiones que afectan al proceso de combustión pueden resumirse en: mejoras en los sistemas de inyección de combustible [71], control de la formación de la mezcla [72], sobrealimentación [73], diseño de las cámaras de combustión [74], y sistemas EGR [75].

Los motores MEP se están desarrollando rápidamente para el cumplimiento de la normativa europea que regulará los límites de emisión de CO<sub>2</sub> en 2020 [76]. Diversos autores han mostrado reducciones de entre el 20 y 30 % en el CO<sub>2</sub> emitido en motores con carga homogénea gracias al *downsizing*. El *downsizing* es un término utilizado para denominar a los motores MEP de pequeña cilindrada con un alto grado de la presión media efectiva (PME), alcanzando las mismas prestaciones que sus homólogos de alta cilindrada [77, 78]. Este tipo de arquitectura se ha conseguido gracias a los avances en términos de sobrealimentación [79], sistemas Di de combustible [80, 81], y sistemas de distribución variables (VVT<sup>7</sup>) [82, 83]. Sin embargo, aunque el uso de la inyección directa y la sobrealimentación [84] permite mejorar el proceso de combustión, también puede originar mayor formación de los NO<sub>x</sub> y partículas.

Por lo general, la emisión de partículas se origina durante los arranques en frío y las aceleraciones, aunque también pueden ser producidas en condiciones de operación estacionarias [41, 85]. Los métodos de control de la formación de partículas con este tipo de tecnología pasan, generalmente, por mantener el frente de llama fuera de las zonas con alta tendencia a la formación de partículas (dosados ricos y alta temperatura) a través de las mejoras en la mezcla del aire y combustible para así reducir el mojado de paredes, aumentando la presión de inyección de combustible [81], o incluir sistemas EGR [86, 87]. En este sentido, *Winkler* [88] propuso el uso de inyecciones múltiples de combustible, aumento de la presión de inyección, y EGR interno para lograr una reducción del 60 % en dichas emisiones. Asimismo, *Fraidl* [89] demostró que las mínimas perturbaciones en el sistema de gestión de combustible (variaciones de la presión de inyección y desalineado de inyectores) pueden ocasionar hasta un aumento de 10 veces la emisión de partículas.

Además, el uso de mezclas pobres durante el proceso de combustión produce el aumento de los NO<sub>x</sub>, tal y como se ha visto en el apartado 2.4.1 de este mismo Capítulo, haciendo necesario el uso de sistemas de control de éstos [90]. *Nakata* [91]

---

<sup>7</sup>Del inglés *Variable Valve Timing*

presentó un motor MEP-Di trabajando con un 30 % de EGR refrigerado mientras usaba, además, el concepto de ciclo *Atkinson* (reducción de la carrera de compresión y aumento de la carrera de expansión [92]) para mejorar la eficiencia del motor hasta un 44 %. La tecnología de EGR en motorizaciones MEP puede producir mejoras como el aumento de la PME, reducción de las pérdidas por bombeo a través de las mejoras en los procesos de transferencia de calor a los cilindros, y reducción del consumo de combustible y de NOx [93]. En este sentido, investigaciones recientes han mostrado que se pueden alcanzar reducciones del 10 % de consumo de combustible con este sistema comparado con el MEP-Di convencional, además de un aumento del 25 % del par generado [94] y de reducción del riesgo de *knocking*<sup>8</sup> [95].

### 2.4.2. Sistemas para el control de la formación de emisiones en motores MEC

Actualmente las cámaras de combustión para motores diésel están labradas directamente en el pistón, favoreciendo la turbulencia generada para mejorar la mezcla de aire y combustible. El *bowl* labrado en el pistón está centrado y situado debajo de los orificios del inyector para mejorar la simetría del flujo [96], lo que permite cierto control sobre la calidad de la combustión.

Los sistemas Di de combustible también han ido mejorando su desarrollo, situándose cada vez en presiones de inyección superiores [97, 98], lo que se traduce en mejores procesos de atomización de combustible [99, 100]. Estas mejoras han logrado una reducción del CO y HC emitidos gracias a la mejora en la mezcla, pero esto ha dado lugar a un incremento de los NOx debido al aumento de las temperaturas de combustión [101]. Otras mejoras llevadas a cabo en el proceso de inyección es el retraso o adelanto de la inyección del combustible, así como la inyección en varias etapas [102, 103]. Mediante estas mejoras se está intentando reducir el combustible inyectado, reduciendo el calor liberado, y desplazando el *trade-off* “NOx-P” hacia menores valores. Por último, las mejoras llevadas a cabo sobre el control electrónico de la de la combustión o la inyección [104, 105] están permitiendo variar los diferentes parámetros para ajustar la ley de liberación de calor a las condiciones óptimas de operación del motor [106].

La tendencia en tecnologías mediante la actuación en los procesos internos del motor se centra, sobre todo, en los nuevos modos de combustión. Estos modos de combustión intentan desplazar la curva de combustión del *trade-off* “NOx-PM” hacia zonas donde no se produzca formación de NOx ni hollín. Por un lado, los sistemas PCCI realizan el proceso de inyección a una temperatura más baja, y por tanto aumentan el periodo de retraso [107]. Esto controla la evolución de la combustión por debajo de las temperaturas de formación de NOx, reduciendo la emisión de NOx pero

<sup>8</sup>Terminología inglesa usada para referirse al fenómeno de autoignición no controlada de la mezcla en los motores MEP

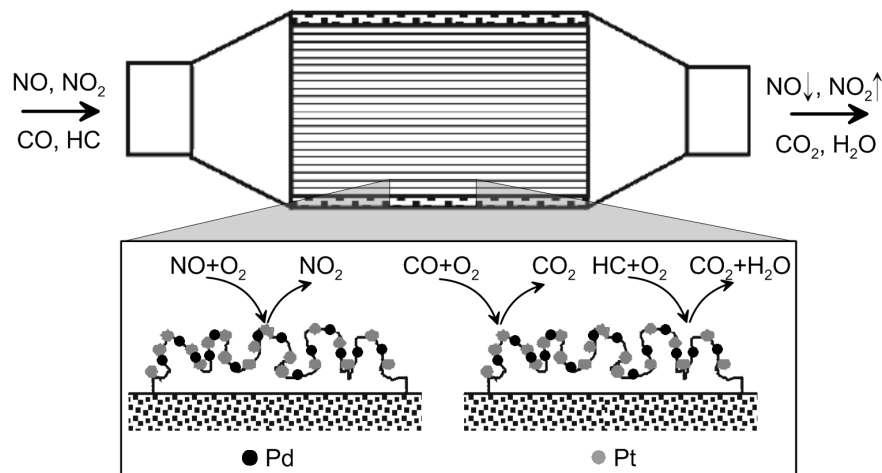
incrementando la tendencia a la no oxidación de CO y HC debido al descenso de temperaturas [108]. Por otro lado, los modos de combustión LTC basan su funcionamiento en quemar más cantidad de combustible en la etapa de premezcla, con tasas de EGR muy altas, evitando la formación de hollín y alejándose de la región de formación de NOx [109, 110].

Por último, cabe destacar que aunque actualmente el CO<sub>2</sub> no se tiene en cuenta como emisión contaminante limitante a la hora de diseñar MCIA, se están centrando esfuerzos en la reformulación de nuevos combustibles para reducir la emisión de este compuesto. En este sentido, se están desarrollando nuevas generaciones de biodiesel, así como la combinación de diferentes combustibles para lograr este propósito [111, 112].

### 2.4.3. Sistemas de post-tratamiento de gases de escape

#### 2.4.3.1. Catalizadores de oxidación

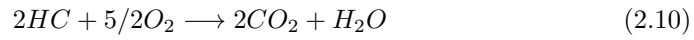
Los DOC juegan dos papeles principales en los sistemas comerciales para el control de emisiones gaseosas en los motores MEC: 1) oxidar el CO y los HC para reducir la emisión de éstos a la atmósfera y generar calor en la reacción exotérmica para usarlo en la regeneración de los DPF; y 2) para oxidar el NO a NO<sub>2</sub>, el cual también es usado para oxidar de manera continua el hollín acumulado en el DPF, y/o favorecer las reacciones de NOx que ocurren en los sistemas SCR, particularmente a baja temperatura [113].



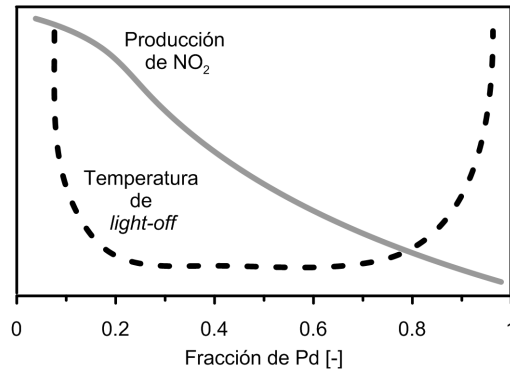
**Figura 2.5:** Esquema de funcionamiento de un catalizador de oxidación (DOC).



Estos sistemas utilizan el  $O_2$  sobrante de la combustión con dosados pobres para hacer reaccionar, mediante un recubrimiento de metales preciosos que generalmente es paladio (Pd) y platino (Pt), el CO y los HC expulsados del motor, acelerando las reacciones 2.9 y 2.10. En cambio, puede constatarse que los efectos producidos sobre los NOx totales son casi inexistentes, modificando únicamente la proporción NO/NO<sub>2</sub> entre la entrada y la salida del elemento [114]. La Figura 2.5 muestra un esquema del funcionamiento del DOC.



En un trabajo relacionado con la generación de NO<sub>2</sub> en los DOC, *Kim et al.* [115] realizaron un estudio sistemático de los efectos de variar la cantidad de Pt/Pd<sup>9</sup> sobre la oxidación de los HC y NO y la durabilidad del sistema en una gran cantidad de condiciones. Todos los catalizadores bimetalógicos de Pt y Pd mostraron un mejor *light-off*<sup>10</sup> sobre los HC que los que simplemente contenían o Pt o Pd, confirmando, además, que la oxidación del NO es altamente dependiente de la cantidad de Pt. En la Figura 2.6 se muestra la evolución de la temperatura de *light-off* y la generación de NO<sub>2</sub> obtenidos en este estudio en que se modificó la cantidad de Pd en el catalizador.



**Figura 2.6:** Impacto de la relación del Pt/Pd sobre la cantidad de NO<sub>2</sub> generada en el DOC.

En otro trabajo relacionado, *Henry et al.* [116] observaron las interacciones entre estas dos funciones usando una serie de experimentos donde se desacoplaron las reacciones existentes para poder explicar la oxidación entre los HC y el NO. En este estudio se demostró que la oxidación del NO es inhibida por la relación Pt/Pd debido a la reducción de la reacción del NO<sub>2</sub> a través de los HC. Así pues, se determinó que

<sup>9</sup>Relación entre el platino y el paladio en la superficie catalítica del DOC

<sup>10</sup>Terminología inglesa usada para referirse al momento en el que un catalizador alcanza un 80% de eficiencia de conversión

las cadenas largas de alcanos tienen un efecto más adverso que las cadenas cortas de alquenos ya que poseen una tasa de reacción más lenta con el oxígeno. De este modo, disminuyendo la velocidad espacial ( $SV^{11}$ ) (parámetro característico que determina el tiempo de residencia que permanece el flujo volumétrico de gas de escape dentro del volumen de un elemento de post-tratamiento, definido según la Ecuación 2.11) del gas a través del DOC se consiguió aumentar la tasa de formación de  $NO_2$  en presencia de HC.

$$SV = \frac{\dot{V}_{esc}}{V_{elemento}} \quad (2.11)$$

Por otro lado, *Glover et al.* [117] también realizaron otro estudio relacionado con los efectos de la cantidad Pt y Pd incluidos en el recubrimiento del DOC. El CO posee un papel fundamental sobre el funcionamiento general del DOC debido a su efecto positivo sobre la oxidación de propileno ( $C_3H_6$ ), el cual es el responsable de la reducción del NO a  $N_2O$ , y a su vez éste a  $NO_2$ . En una relación Pt/Pd=4:1, el  $C_3H_6$  reduce parcialmente el NO para formar  $N_2O$  alrededor de los  $200^\circ C$ , aumentando hasta valores de alrededor de  $250^\circ C$  si se añade CO a la mezcla. El efecto de una alta cantidad de Pd es perjudicial para la conversión de NO a  $NO_2$ , pero beneficioso para la producción de  $N_2O$ , especialmente en presencia de altas concentraciones de  $O_2$ .

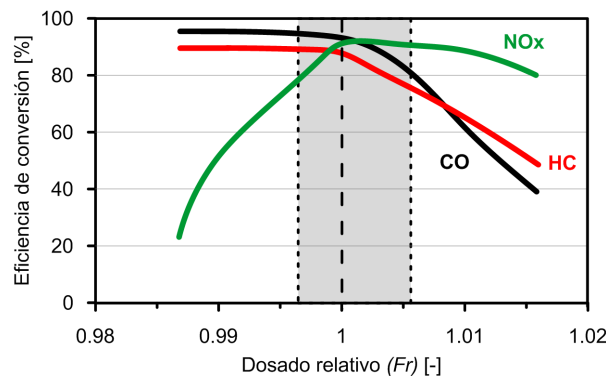
Sin embargo, el gran problema que presentan los DOC es el fenómeno de envejecimiento, ya que puede ocasionar un gran impacto en las emisiones de HC, en la regeneración del DPF, o en el correcto funcionamiento del SCR. *Li et al.* [118] analizaron una gran cantidad de DOCs tras largos periodos de servicio en vehículos comerciales para poder estudiar las características del envejecimiento a lo largo de la longitud de los DOCs. Así pues, se analizaron las diferentes partes de los elementos (delantera y trasera), mostrando un *light-off* más elevado para el NO en la parte trasera de los DOCs. Por contra, se observó un comportamiento contrario para el caso de los HC, mostrando un mejor *light-off* en la parte delantera. Estos resultados pusieron de manifiesto que la parte delantera del DOC envejece primeramente debido a la contaminación por cenizas, mientras que la parte posterior envejece principalmente por efecto de la temperatura; arrojando resultados sobre como se produce el deterioro de este elemento a medida que se extiende su periodo de uso. Estos autores reportaron, también, envejecimiento debido al azufre y a cierta cantidad de HC, con resultados similares a los encontrados por *Ahari et al.* [119]. En este último estudio se evaluó el efecto sobre el envejecimiento de condiciones térmicas elevadas en gases generados en la combustión de mezclas pobres, apreciando un descenso de la efectividad del sistema a lo largo de estas condiciones.

---

<sup>11</sup>Del inglés *Space Velocity*

### 2.4.3.2. Catalizadores de tres vías

Los catalizadores para el control de las emisiones en motores MEP se han estado implementando desde hace más de 35 años. La función de estos elementos es la eliminación simultánea de todos los compuestos gaseosos contaminantes que emiten los motores MEP a través de un solo elemento. Sin embargo, el funcionamiento de este sistema de post-tratamiento de gases de escape se ve altamente condicionado por el dosado de operación [120], siendo necesario que éste sea estequiométrico para su correcto funcionamiento, tal y como muestra la Figura 2.7.

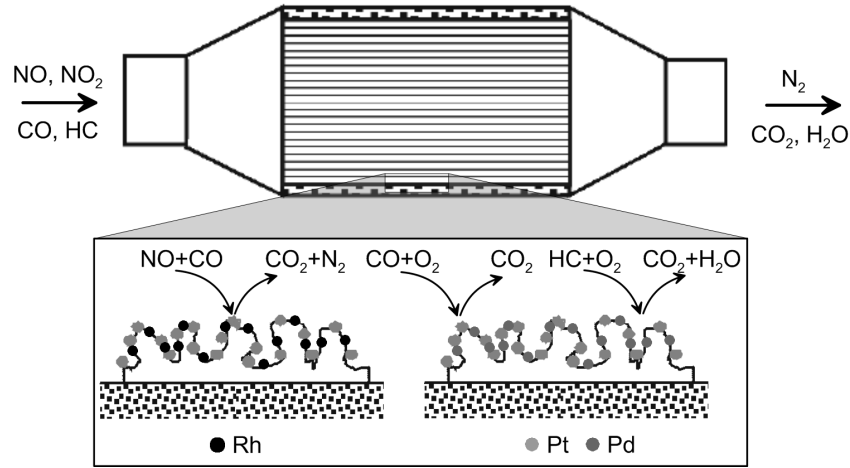


**Figura 2.7:** Eficiencia de conversión de los HC, el CO y los NOx de un TWC en función del dosado relativo.

La reducción del CO y los HC se consigue, principalmente, mediante reacciones de oxidación con el  $O_2$  existente en el gas de escape; mientras que la reducción de los NOx se consigue al reaccionar los HCs y el CO con el NO. Para este propósito, los actuales sistemas cuentan con recubrimientos de Pt y Pd para las reacciones de oxidación (del mismo modo que los DOC), además de rodio (Rh) para las reacciones de reducción; tal y como puede verse en la Figura 2.8.

Los TWC de última generación cuentan, también, con recubrimientos de óxido de Cerio ( $Ce_2O_3$ ) en el sustrato para permitir que actúen como acumuladores de oxígeno (OSC<sup>12</sup>) cuando el  $\lambda$  es ligeramente superior a la unidad, y liberando dicho oxígeno cuando el  $\lambda$  es menor que la unidad [121]. Esto permite que las pequeñas variaciones en el dosado que puedan ocurrir durante el control de la combustión no influyan sobre el mal funcionamiento del sistema. Además, *Kazimi et al.* [122] mostraron que a bajas temperaturas, la combinación del Rh con el  $Ce_2O_3$  presenta una mejora de más del 60% en la capacidad de almacenamiento de  $O_2$ , frente al caso con recubrimiento solamente de  $Ce_2O_3$ .

<sup>12</sup>Del inglés *Oxygen Storage Catalyst*



**Figura 2.8:** Esquema de funcionamiento de un catalizador de tres vías (TWC).

Actualmente, estos sistemas continúan en desarrollo. Desde mediados de la década de los 90, cuando los TWC estaban situados en su tercera generación, se ha alcanzado una reducción del 70 % en el recubrimiento de metales preciosos, mientras que a su vez los límites de emisiones han sido reducidos del orden del 95 %. En este sentido, diversos autores han realizado estudios variando el recubrimiento de en estos metales en el catalizador para intentar mejorar su funcionamiento y reducir su coste [123, 124, 125], variando la posición del elemento y situándolo a la salida de los cilindros aumentando su capacidad de alcanzar el *light-off* [124, 126], o diseñando nuevas arquitecturas para el funcionamiento de sistemas adicionales [127, 128].

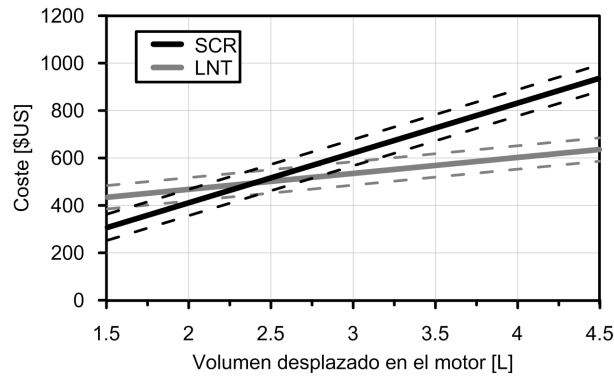
En un trabajo reciente se ha desarrollado un nuevo recubrimiento para mejorar el funcionamiento de los TWC reduciendo en un 75 % el uso de metales preciosos actuales [123]. Para ello, se utilizó un recubrimiento de Pd de gran actividad y función OSC para incrementar la eficiencia de conversión de HC. Por un lado, este recubrimiento demostró que aplicar solo Pd puede ser un buen camino de investigación para cumplir con las normativas de emisiones futuras. Además, el utilizar un cuerpo de catalizador basado en Zr-OSC propició la reducción del 59 % del Rh usado, manteniendo eficiencias de conversión similares.

Por otro lado, el tiempo de *light-off* es un parámetro muy importante cuando se realizan ciclos de homologación en condiciones frías, por lo que otra parte de los investigadores se han centrado en este aspecto [126], consiguiendo reducciones del 50 % del tiempo necesario para alcanzar una alta eficiencia de conversión de HC y CO. Siguiendo en este mismo camino, *Ball et al.* [129] demostraron que el situar el catalizador inmediatamente después de los cilindros produjo una reducción del 25 % en los NOx emitidos.

Por último, cada vez más los motores MEP-Di están empezando a aproximarse a modos de combustión con dosados pobres a baja carga (estratificación de combustible), con el consiguiente aumento de los NOx formados durante el proceso de combustión. Este aspecto está poniendo de base el desarrollo de nuevos TWC que permitan acoplar sistemas SCR o LNT aguas-abajo de éstos, o combinarlos en un mismo sistema [127, 130] de modo que permitan el cumplimiento de las futuras normativas.

#### 2.4.4. Post-tratamiento para el control de NOx en mezclas pobres

La estrategia de utilizar mezclas pobres para reducir el consumo de combustible, y por tanto la emisión de CO, HCs y CO<sub>2</sub> tiene el inconveniente de que suele incrementar la emisión de NOx. Aunque desde hace una década se vienen incorporando sistemas de post-tratamiento para la reducción de NOx en vehículos de transporte por carretera (fundamentalmente vehículos pesados), es un campo en auge y muy activo en las investigaciones actuales con vehículos ligeros [131, 132]. Además, estos sistemas están ayudando a controlar las emisiones de NO<sub>2</sub> en Europa, donde se ha comprobado en estudios en conducción real, que se han incrementado por 3 en motores homologados con la normativa *Euro 5* comparados con motores configurados para cumplir la normativa *Euro 2* [39].



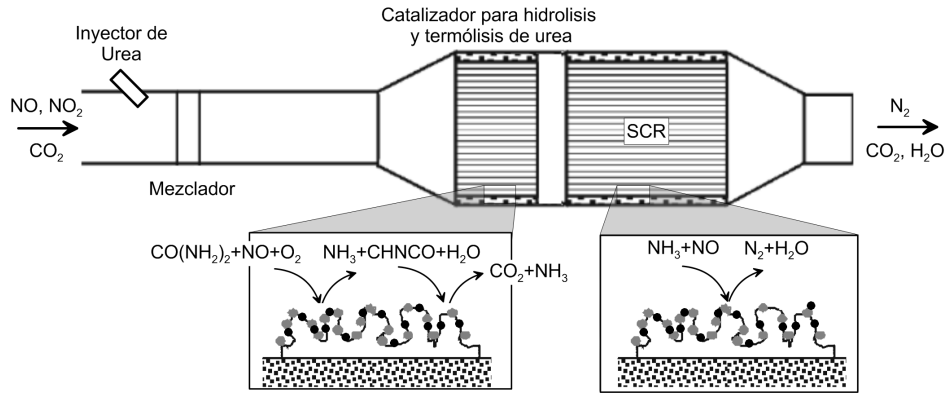
**Figura 2.9:** Comparación de los costes de producción de los LNT y los SCR en función del volumen desplazado en el motor (Adaptado de [133])

Actualmente, los dispositivos comúnmente establecidos para las reacciones de NOx y la eliminación de los NOx emitidos son los sistemas SCR y LNT. Generalmente, para aplicaciones en vehículos ligeros, los LNT se han impuesto sobre los SCR para cumplir con la normativa *Euro 6*, mientras que los sistemas SCR están implantados en más del 95 % del transporte pesado desde hace una década [134]. El uso de un

sistema u otro en motores para vehículos ligeros depende exclusivamente de los costes de producción, tal y como puede observarse en la Figura 2.9, la cual representa los costes de producir uno u otro elemento en función de la cilindrada desplazada [133].

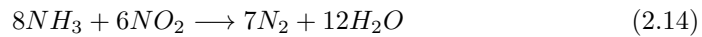
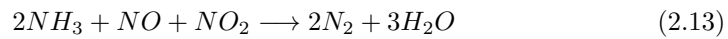
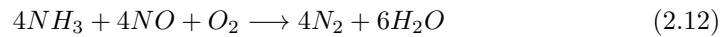
#### 2.4.4.1. Catalizadores de reducción selectiva

Los SCR se usan como sistemas de post-tratamiento para la reducción de NOx a través de un fluido inyectado en el gas de escape, haciéndolo reaccionar en un catalizador situado aguas-abajo de este inyector. El fluido que comúnmente es utilizado es una mezcla de urea ( $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ ) y agua al 32 %, el cual es almacenado en un depósito específicamente dedicado a ello e inyectado a través de una válvula de regulación. Este fluido inyectado genera amoníaco ( $\text{NH}_3$ ) mediante la hidrólisis del  $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$  a altas temperaturas del gas de escape ( $>180^\circ\text{C}$ ). El  $\text{NH}_3$  se deposita en la superficie del catalizador, y tienen lugar las reacciones de reducción de los NOx [135]. En la Figura 2.10 se muestra un esquema resumido del funcionamiento de estos dispositivos.



**Figura 2.10:** Esquema de funcionamiento de un catalizador de reducción selectiva (SCR).

Por lo general, el propio SCR contiene un recubrimiento con una mezcla catalítica de óxidos de vanadio y de titanio ( $\text{V}_2\text{O}_5/\text{Al}_2\text{O}_3$ ) en un sustrato sobre el que éstos se encuentran depositados. Las principales reacciones de reducción de los NOx que se producen en presencia de este recubrimiento son las siguientes [136]:



Además, en el catalizador de hidrólisis tienen lugar las reacciones necesarias para la generación de  $\text{NH}_3$  a través de la termólisis [137], generando cianuros en su reacción;

y mediante hidrólisis de los cianuros con el  $H_2O$  para generar  $NH_3$  [138], siempre y cuando la temperatura del gas sea superior a  $180^\circ C$ :



Sin embargo, el  $NH_3$  generado en el sistema tiene un inconveniente, y es que puede reaccionar con el  $NO$  para formar nitrato de amonio ( $NH_4NO_3$ ) con temperaturas del gas de escape por debajo de los  $150^\circ C$ , depositándose este compuesto en la superficie catalítica y disminuyendo la eficiencia de conversión; y produciendo un aumento no deseado del  $NH_3$  expulsado a la atmósfera.

La tecnología SCR está entrando en su quinta generación desde su introducción comercial en Europa en el año 2003. Por aquel entonces estos sistemas eran capaces de eliminar 75 % de los  $NO_x$  emitidos durante el ciclo europeo de homologación para vehículos pesados con el fin de cumplir con los límites impuestos en la normativa *Euro IV*. Para el cumplimiento de la *Euro VI*, las eficiencias de  $NO_x$  de estos sistemas ha tenido que aumentar hasta un 95 %, y se proyecta que alcanzará un 98 % para el año 2016 [134].

Los desarrollos llevados a cabo incluyen investigaciones centradas en la mejora de la mezcla de urea [139], la activación rápida de los elementos y un calentamiento más eficiente [140], mejoras en el sistema de control del dispositivo [141], o la inclusión de sistemas de doble SCR como medida de control del  $NH_3$  que no es reducido [142]. Asimismo, las mejoras en las formulaciones de los materiales catalíticos y en el diseño de los sistemas están actuando para mejorar el funcionamiento de estos dispositivos tanto a baja, como alta temperatura [143], así como la sensibilidad al envenenamiento debido a los  $HC$  [144, 145] y azufre [146].

Por lo general, se prefieren los recubrimientos de las zeolitas del SCR utilizando compuestos de cobre ( $Cu$ ) ya que mejoran el funcionamiento del sistema a baja temperatura [147], mantienen una alta eficiencia de conversión a velocidades espaciales altas; así como una durabilidad elevada contra la alta temperatura [148, 149]. En cambio, otras investigaciones, como la realizada por *Han et al.* [150] muestra que se puede conseguir una mejora del funcionamiento del sistema a baja temperatura a través del recubrimiento de  $Ce$ , en lugar de los de  $Cu$ .

Por último, aunque la infraestructura para el suministro de urea está bien desarrollada e implantada en Europa, los esfuerzos actuales de los investigadores están centrados en encontrar fuentes alternativas de amoníaco para el correcto funcionamiento de estos sistemas a baja temperatura [151].

#### 2.4.4.2. Trampas de óxidos de nitrógeno para mezclas pobres

Las trampas para NOx son, actualmente, los sistemas de post-tratamiento que están utilizando los fabricantes para que sus motores de pequeña cilindrada cumplan con la emisión máxima de NOx establecida en la normativa *Euro 6*. Estos sistemas están incorporándose en motores que utilizan mezclas pobres, ya bien sean motores MEC; o motores MEP-Di trabajando con mezclas estratificadas. Además poseen una ventaja sobre los sistemas SCR puesto que son más compactos y no necesitan depósito de almacenamiento para el suministro del fluido, ni el control y sensores necesarios para ello. Por contra, la eficiencia de los LNT varía del 70 a 80 %, mucho menor que el 95 % alcanzado con los sistemas SCR. Así pues, los principales esfuerzos de investigación están centrándose en mejorar la eficiencia de conversión mientras se reduce el uso de metales preciosos en el recubrimiento de estos dispositivos.

Los LNT poseen una estructura similar a los DOC, y están destinados a reemplazarlos en una posición más cercana a la salida del motor para conseguir la reducción de los NOx y la oxidación de HC y CO. El funcionamiento de estos sistemas se basa en la alternancia entre la fase de almacenamiento de NOx, y la fase de reducción. La Figura 2.11 muestra el esquema del funcionamiento de este elemento y como se producen las diferentes fases de funcionamiento.

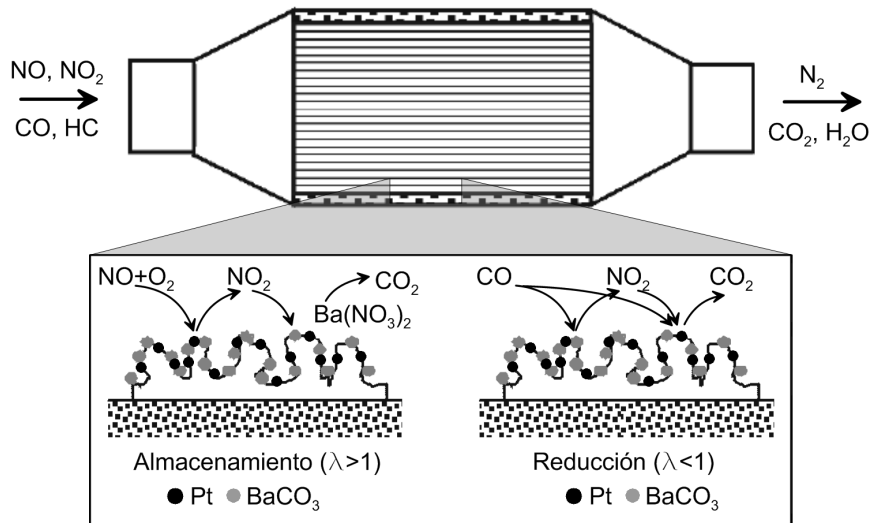
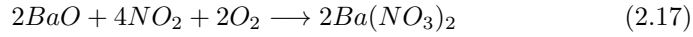


Figura 2.11: Esquema de funcionamiento de una trampa de NOx (LNT).

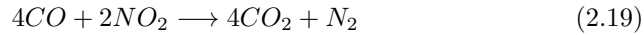
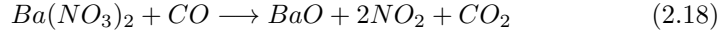
- Durante la operación del motor trabajando con mezcla pobre ( $\lambda > 1$ ) el sistema actúa como acumulador de NOx. El NO procedente de la combustión en el cilindro y que entra al LNT es oxidado a  $\text{NO}_2$  por medio del Pt; y el  $\text{NO}_2$  es



almacenado en la superficie catalítica a través del carbonato de Bario ( $\text{BaCO}_3$ ), formando nitrato de Bario ( $\text{Ba(NO}_3)_2$ ) y liberando  $\text{CO}_2$  en la reacción. La reacción mediante la cual se lleva a cabo este proceso es la siguiente:



- Durante la fase de reducción de NOx es importante garantizar que la temperatura del sistema sea la adecuada para que éste se encuentre activo, y que exista una mezcla rica ( $\lambda < 1$ ) con alta emisión de CO que permita el proceso de reducción. En estas condiciones, los NOx son liberados del nitrato de Bario formando nuevamente  $\text{BaCO}_3$ , seguido de una reducción del NO sobre el recubrimiento del Pt/Rh utilizando el CO del gas de escape, liberando de este modo  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ . Las principales reacciones mediante las cuales tiene lugar este proceso son las siguientes:



Uno de los principales problemas que presentan estos dispositivos es su bajo rendimiento a temperaturas inferiores a los  $200^\circ\text{C}$ , donde las eficiencias se sitúan entre el 15 y el 30 % [152, 153]. En este sentido, los trabajos de investigación relacionados con estos dispositivos están orientándose a la mejora del funcionamiento en condiciones frías, los desarrollos de nuevos recubrimientos que extiendan el rango de temperaturas de operación, o el aumento de la capacidad de acumulación de NOx.

*Tsukamoto et al.* [154] propone sustituir el Pt por plata (Ag), lo cual permitiría aumentar la capacidad de almacenar  $\text{O}_2$ . Además, incluyendo una pequeña porción de Pd se incrementa la reducción de NOx durante las condiciones de operación de mezcla rica ( $\lambda < 1$ ) y se mejora la funcionalidad del Rh para eliminar los NOx a temperaturas menores de  $250^\circ\text{C}$ . En este mismo campo de investigación, diversos autores han estado trabajando en una nueva reacción que permita extender el rango de funcionamiento hasta los  $600^\circ\text{C}$  sin verse afectada la descomposición del nitrato de bario a alta temperatura [155, 156]. El mecanismo que proponen utiliza los productos intermedios de la oxidación de HC con los nitratos quimiabsorvidos en la superficie catalítica, basándose en la inyección cíclica de combustible en el gas de escape para modificar la concentración de hidrocarburos. A altas temperaturas ( $>450^\circ\text{C}$ ), los HC reducen los NOx más eficientemente que el CO, alcanzando eficiencias de conversión del 75 % en las condiciones de operación más desfavorables.

Otro de los problemas críticos en los LNT es su alta tendencia al envenenamiento por azufre a medida que se extiende su periodo de operación, haciendo descender la eficiencia hasta el 20 % cuando el combustible contiene 50 ppm de azufre [157]. De este modo, los LNT deben ser regenerados periódicamente para desulfatar el recubrimiento y restablecer su eficiencia de conversión. Este proceso, sin embargo, es necesario

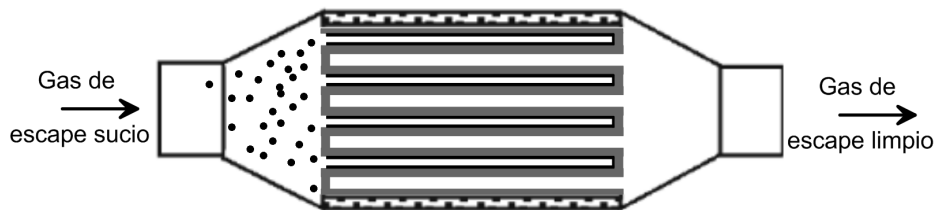
realizarlo a muy alta temperatura, lo que provoca una descomposición de los nitratos del recubrimiento. *Umeno et al.* [158] propone un LNT con alta tolerancia al azufre donde el carbonato de bario es soportado sobre una base de óxido de estroncio (SrO), actuando como protector ante el azufre, y duplicando la eficiencia de conversión del LNT en presencia de una gran cantidad de este compuesto.

Otra de las mejoras más importantes que se están llevando a cabo en estos dispositivos es su acoplamiento con los catalizadores SCR, que pueden atrapar y utilizar el  $\text{NH}_3$  generado en el LNT durante la fase de regeneración en condiciones ricas. *Theis et al.* [159] propuso un estudio donde se alternaban porciones de LNT y SCR para evaluar el efecto en la reducción de  $\text{NO}_x$ ,  $\text{NH}_3$  y HC a través de este elemento, mostrando una eficiencia del 80 % en el sistema cuando se incorporan 4 pares de porciones en cada uno; comparado con el 30 % que mostró el sistema cuando solo incorporó LNT. *Harold et al.* [160], en cambio, propone que en lugar de realizar la separación en porciones, se añada el recubrimiento SCR en la superficie del recubrimiento LNT, propuesta similar a *Morita et al.* [161].

#### 2.4.5. Post-tratamiento para el control de partículas

Tras el TWC, el filtro de partículas (PF<sup>13</sup>) es el sistema de post-tratamiento más significativo para el control de emisiones. A diferencia de los catalizadores, cuya función es eliminar los compuestos gaseosos contaminantes, este elemento tiene como objetivo la retención de las partículas sólidas formadas durante la combustión, reduciendo la emisión de masa y número de éstas.

La construcción de estos dispositivos permite el paso del gas de escape a través de los canales de filtrado, conociéndose esta disposición como filtros de partículas de flujo de pared [162]. Los canales de este dispositivo están sellados alternativamente, por lo que el gas de escape debe atravesar las paredes porosas del elemento, donde quedan retenidas las partículas [27]. La Figura 2.12 muestra un esquema de como es el funcionamiento de estos filtros.



**Figura 2.12:** Esquema de funcionamiento de un filtro de partículas de flujo de pared.

<sup>13</sup>Del inglés *Particle Filter*

Los filtros de partículas de flujo de pared para vehículos ligeros han sido aplicados en las motorizaciones MEC desde 1999, cuando la empresa *PSA Peugeot-Citroen* [163] lo incorporó en algunos modelos; y de manera sistemática desde el año 2009, cuando entró en vigor la normativa *Euro 5-a*, la cual limitó a 5 mg/km la emisión máxima de masa de partículas.

Actualmente, muchas investigaciones están siendo orientadas a las estrategias empleadas para la regeneración de los filtros, aunque también están empezándose a analizar una nueva generación de sustratos. Desde su aparición por primera vez en los años 80, los materiales para la fabricación de los filtros ha variado [164], quedando finalmente instalado el carburo de silicio (SiC) como el estándar para su construcción [165]. Este material presenta unas elevadas eficiencias de filtrado y una reducida pérdida de presión. Sin embargo, la acumulación de hollín y cenizas con el uso continuado del dispositivo produce que se incremente la pérdida de presión en el elemento, aumentando la contrapresión de escape, el trabajo de bombeo y, por tanto, el consumo específico de combustible.

El uso de materiales catalíticos sobre el material poroso está empezando a extenderse en el mercado, produciéndose el filtrado de las partículas y la oxidación del CO, los HC y el NO en el mismo elemento. Este sistema utiliza el NO<sub>2</sub> generado en la oxidación del NO para la regeneración continua del hollín, permitiendo extender el periodo entre regeneraciones activas necesarias para controlar la contrapresión generada por el filtro [166]. Por un lado, *Boger et al.* [167] estudiaron diferentes materiales para permitir la reducción de la contrapresión de escape variando el diámetro de poro en una nueva generación de sustratos de titanato de aluminio (Al<sub>2</sub>TiO<sub>5</sub>), donde encontraron reducciones del 50 % respecto a los fabricados en SiC. Por otro lado, *Serrano et al.* [168, 169] proponen situar el DPF aguas-arriba del turbogruppo para reducir la pérdida de presión en este elemento a través de la modificación en la densidad del flujo que lo atraviesa (incremento de la temperatura), así como conseguir aumentar la tasa de regeneración pasiva alcanzada.

Otros desarrollos recientes están centrándose en evaluar el efecto de integrar recubrimientos SCR en el material poroso del DPF sobre la carga de hollín admitida, la contrapresión generada, y la regeneración lograda. *Watling et al.* [170] estudiaron la relación entre la porosidad del filtro, la eficiencia de NO<sub>x</sub> del SCR, y la contrapresión generada por este elemento; demostrando que para cada geometría del filtro existe un punto óptimo para la disminución de la contrapresión generada en función de la reducción de NO<sub>x</sub>. Además, *Folic and Johansen* [171], junto a *Walker* [172], demostraron que la regeneración pasiva mediante NO<sub>2</sub> puede verse altamente afectada por la incursión del recubrimiento de SCR. Este efecto está relacionado por la competencia de las especies químicas en la reacción de NO<sub>2</sub> para su reducción en el material del SCR, frente al uso del NO<sub>2</sub> para oxidar el hollín sobre la superficie catalítica de oxidación en el DPF.

En el ámbito de los motores MEP, están empezando a producirse los filtros de partículas (GPF<sup>14</sup>) y siendo considerados como la mejor vía para el cumplimiento de la futura normativa *Euro 6-c* en términos de número de partículas emitidas a partir de Septiembre de 2017

## Bibliografía del Capítulo 2

- [2] F. Payri y J. M. Desantes, eds. *Motores de combustion interna alternativos*. Reverté, 2011 (vid. págs. 2, 25).
- [11] *Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and the Council 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information* (vid. págs. 3, 18).
- [21] D. B. Kittelson. “Engines and nanoparticles: a review”. *Journal of Aerosol Science* 29 (1998), págs. 575-88 (vid. págs. 7, 26, 82, 143).
- [27] P. Piqueras. “Contribucion al modelado termofludodinamico defiltros de partículas de flujo de pared”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2010 (vid. págs. 8, 40).
- [30] A. Chaloulakou, I. Mavroidis e I. Gavriil. “Compliance with the annual NO<sub>2</sub> air quality standards in Athens. Required NO<sub>x</sub> levels and expected health implications.” *Atmospheric Environment* 42 (2008), págs. 454-465 (vid. pág. 17).
- [31] A. N. Bleijenbergh y J. M. W. Dings. “European transport: Emission trends and policy responses”. En: *Air pollution in the 21st century Priority issues and policy*. Ed. por T. Schneider. Vol. 72. Studies in Environmental Science. Elsevier, 1998, págs. 579-599 (vid. pág. 17).
- [32] L. Schipper. “Automobile use, fuel economy and CO<sub>2</sub> emissions in industrialized countries: Encouraging trends through 2008?” *Transport Policy* 18(2) (2011), págs. 358-372 (vid. pág. 17).
- [33] P. Rounce, M. Brogan y P. Eastwood. “Gasoline direct injected particulate emissions control at stage 6”. *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions*. IMechE: Woodhead Publishing (2013), págs. 231-250 (vid. pág. 18).
- [34] J. Demuynck, D. Bosteels, M. De Paepe, C. Favre, J. May y S. Verhelst. “Recommendations for the new WLTP cycle based on an analysis of vehicle emission measurements on NEDC and CADC”. *Energy Policy* 49 (2012), págs. 234-242 (vid. pág. 18).

---

<sup>14</sup>Del inglés *Gasoline Particle Filter*

- [35] S. Honardar, H. Busch, T. Schnorbus, C. Severin, A. F. Kolbeck y T. Korfer. “Exhaust temperature management for diesel engines assessment of engine concepts and calibration strategies with regard to fuel penalty”. *SAE Technical Paper* 2011-24-0176 (2011) (vid. pág. 19).
- [36] *AECC Newsletter, November-Dicember 2014*. URL: <http://www.aecc.eu/en/Newsletter/Newsletter.html> (vid. pág. 19).
- [37] *EU Commission CAR2020 Final Report, October 2014* (vid. pág. 19).
- [38] P. Bonnel, M. Weiss y A. Provenza. “In-use emissions Requirements in the new and future european motor vehicle emissions regulations”. *European Commision-Joint Research Center (JRC)* (September 2011), Presentation from SUN conference, Detroit (vid. pág. 19).
- [39] G. Fontaras, V. Franco, P. Dilara, G. Martini y U. Manfredi. “Development and review of Euro 5 passenger car emission factors based on experimental results over various driving cycles”. *Science of The Total Environment* 468–469(0) (2014), págs. 1034-1042 (vid. págs. 19, 35).
- [40] K. Steininger. “Completing european emission targets with RDE test pprocedure for light duty vehicles.” *IQPC International Conference on Real Driving Emissions. Bonn/Germany* (December 2013) (vid. pág. 19).
- [41] C. Wang, H. Xu, J. M. Herreros, J. Wang y R. Cracknell. “Impact of fuel and injection system on particle emissions from a GDI engine”. *Applied Energy* 132 (2014), págs. 178-191 (vid. págs. 19, 28, 193).
- [42] M. Schejbal, J. Stepanek, M. Marek, P. Koci y M. Kubicek. “In-use emissions testing with portable emissions measurements systems (PEMS) in the current and future european vehicle emissions legislation: Overview, underunder principles and expected benefits”. *SAE International Journal of Commercial Vehicles* 7(1) (2014), págs. 199-215 (vid. pág. 19).
- [43] W. H. Crouse, ed. *Automotive emission control*. McGraw-Hill, New York., 1971 (vid. pág. 19).
- [44] F. Klingstedt, K. Arve, K. Eranen y D. U. Murzin. “Toward iimprove catalytic low temperature NOx removal in diesel popower vehicles”. *Accounts of Chemical Research* 39 (2006), págs. 273-282 (vid. pág. 20).
- [45] H. Bosch y F. Janssen. “Formation and control of nitrogen oxides”. *Catalysis Today* 2 (1988), págs. 369-379 (vid. pág. 20).
- [46] J. Warnatz, U. Maas y R. Dibble. *Combustion. Physical and Chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutants emissions*. Springer. 2nd Edition, 2006 (vid. pág. 20).
- [47] G. A. Lavoie, J. B. Heywood y J. C. Keck. “Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines”. *Combustion Science and Technology* 1 (1970), págs. 313-326 (vid. pág. 21).

- [48] F. Garin. “Mechanisms of NO<sub>x</sub> decomposition”. *Applied Catalysis, A: General* 222 (2001), págs. 183-219 (vid. pág. 21).
- [49] P. J. Crutzen y C. Bruh. “Catalysis by NO<sub>x</sub> as the main cause of the spring to fall stratosphere ozone decline in the northern hemisphere”. *Journal of Physical Chemistry A* 105 (2001), págs. 1579-1582 (vid. pág. 22).
- [50] A. R. Ravishankara. “Introduction: Atmospheric chemistry long-term issues”. *Chemical reviews* 103 (2003), págs. 4505-4508 (vid. pág. 22).
- [51] A. Fritz y V. Pitchon. “The current state of research on automotive lean NO<sub>x</sub> catalysis”. *Applied Catalysis B: Environmental* 13 (1997), págs. 1-25 (vid. pág. 22).
- [52] D. L. Mauzerall, B. Sultan, N. Kim y D. F. Bradford. “NO<sub>x</sub> emissions from large point sources: variability in ozone production, resulting health damages and economic costs”. *Atmospheric Environment* 39 (2005), págs. 2551-2566 (vid. pág. 22).
- [53] C. T. Bowman. “Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion”. *Progress in Energy and Combustion Science* 1 (1975), págs. 33-45 (vid. pág. 22).
- [54] D. Kuhnemuth, F. Normann, K. Andersson y F. Johnson. “On the carbon monoxide from a oxy-fuel combustion - Contribution by homogeneous and heterogeneous reactions”. *International Journal Of Greenhouse Gas Control* 2014 (25), págs. 33-41 (vid. págs. 23, 204).
- [55] Y. Aoki, S. Sakagami, M. Kawai, N. Takahashi, T. Tanabe y T. Sunada. “Kinetics of engine-generated nitrogen oxides and carbon monoxide”. *Proceedings of twelfth international symposium on combustion. Maryland* 603-613 (1968) (vid. págs. 23, 205).
- [56] J. A. Raub. “Health effects of exposure to ambient carbon monoxide”. *Chemosphere - Global Change Science* 1(1-3) (1999), págs. 331-351 (vid. pág. 24).
- [57] C. D. Tyree. “Emission levels and catalyst temperatures as a function of ignition-induced misfires”. *SAE Technical Paper* 920298 (1992) (vid. pág. 24).
- [58] E. Stevens y R. Steeper. “Piston Wetting in an Optical DISI Engine: Fuel Films, Pool Fires, and Soot Generation”. *SAE Technical Paper* 2001-01-1203 (2001) (vid. pág. 24).
- [59] K. H. Kim, S. A. Jahan, E. Kabir y R. Brown. “A review of airborne polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) and their human health effects”. *Environment International* 60 (2013), págs. 71-80 (vid. pág. 25).
- [60] Y. Z. An, Y. Q. Pei, J. Qin, H. Zhao y X. Li. “Kinetic modeling of polycyclic aromatic hydrocarbons formation process for gasoline surrogate fuels”. *Energy Conversion and Management* 100 (2015), págs. 249-261 (vid. pág. 25).

- [61] S. Hayano y col. "Formation of hazardous substances and mutagenicity of PAH produced during the combustion process in a diesel engine". *Atmospheric Environment* (1967) 19(6) (1985), págs. 1009-1015 (vid. pág. 25).
- [62] J. Appel, H. Bockhorn y M. Frenklach. "Kinetic modeling of soot formation with detailed chemistry and physics: laminar premixed flames of C<sub>2</sub> hydrocarbons". *Combustion and Flame* 121(1-2) (2000), págs. 122-136 (vid. pág. 25).
- [63] W. H. Lipkea, J. H. Johnson y C. T. Vuk. "The physical and chemical character of diesel particulate Emissions-Measurement techniques and fundamental considerations". *SAE Technical Paper* 780108 (1978) (vid. pág. 25).
- [64] M. Lapuerta, F. J. Martos y J. M. Herreros. "Effect of engine operating conditions on the size of primary particles composing diésel soot agglomerates". *Journal of Aerosol Science* 38(4) (2007), págs. 455-466 (vid. págs. 25, 26, 132, 134).
- [65] M. D. Luque de Castro y F. Priego-Capote. "Soxhlet extraction: Past and present panacea". *Journal of Chromatography* 1217(16) (2010), págs. 2383-2389 (vid. págs. 25, 88).
- [66] A. Robinson, N. Donahue, M. Shrivastava, E. Weitkamp, A. Sage, A. Grieshop, T. Lane, J. Pierce y S. Pandis. "Rethinking organic aerosols: Semivolatile emissions and photochemical aging". *Science* 315(2) (2007), págs. 1259-1262 (vid. pág. 25).
- [67] M. M. Maricq. "Chemical characterization of particulate emission from diesel engines: A review". *Journal of Aerosol Science* 38(11) (2007), págs. 1079-1118 (vid. págs. 26, 135, 145).
- [68] J. C. Stetter, D. E. Foster y J. J. Schauer. "Modern diesel particulate matter measurements and the application of lessons learned to 2007 levels and beyond". *SAE Technical Paper* 2005-01-0194 (2005) (vid. págs. 26, 27, 119).
- [69] J. H. Seinfeld y S. N. Pandis. *Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*. John Wiley & Sons Inc. 2nd Edition. New Jersey: Hoboken, 2006 (vid. págs. 26, 82).
- [70] M. Lapuerta, O. Armas y A. Gómez. "Diesel particle size distribution estimation from digital image analysis". *Aerosol Science and Technology* 37(4) (2003), 369-381(13) (vid. págs. 26, 82).
- [71] G. Hoffmann, B. Befrui, A. Berndorfer, W. F. Piock y D. L. Varble. "Fuel System Pressure Increase for Enhanced Performance of GDi Multi-Hole Injection Systems". *SAE International Journal Engines* 7 (2014), págs. 519-527 (vid. pág. 28).
- [72] M. Costa, L. Marchitto, S. S. Merola y U. Sorge. "Study of mixture formation and early flame development in a research GDI (gasoline direct injection) engine through numerical simulation and UV-digital imaging". *Energy* 77 (2014), págs. 88-96 (vid. pág. 28).

- [73] P. Moulin y J. Chauvin. “Modeling and control of the air system of a turbocharged gasoline engine”. *Control Engineering Practice* 19(3) (2011), págs. 287-297 (vid. pág. 28).
- [74] Z. Zheng, C. Liu, X. Tian y X. Zhang. “Numerical study of the effect of piston top contour on GDI engine performance under catalyst heating mode”. *Fuel* 157 (2015), págs. 64-72 (vid. pág. 28).
- [75] J. M. Luján, H. Climent, R. Novella y M. E. Rivas. “Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine”. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015), págs. 432-443 (vid. págs. 28, 195, 200, 202).
- [76] C. Klessmann. “The evolution of flexibility mechanisms for achieving European renewable energy targets 2020 evaluation of the principle mechanisms”. *Energy Policy* 37(11) (2009), págs. 4966-4979 (vid. pág. 28).
- [77] G. K. Fraidl y P. E. Kapus. “GDi-TC solutions for the worldwide market”. *CTI emissions 2011 Conference. Detroit* (May 2012) (vid. pág. 28).
- [78] G. Nafaji, B. Ghobadian, T. Tavakoli, D. R. Buttsworth, T. F. Yusaf y M. Faizollahnejad. “Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network”. *Applied Energy* 86(5) (2009), págs. 630-639 (vid. págs. 28, 193).
- [79] H. Tang, S. Akehurst, C. J. Brace, S. Garrett y L. Smith. “Optimisation of transient response of a gasoline engine with variable geometry turbine turbo-charger”. *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging* (2014), págs. 163-175 (vid. pág. 28).
- [80] S. Lee y S. Park. “Spray atomization characteristics of a GDI injector equipped with a group-hole nozzle”. *Fuel* 137 (2014), págs. 50-59 (vid. pág. 28).
- [81] F. Zhao, M. C. Lai y D. L. Harrington. “Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines.” *Progress in Energy and Combustion Science* 25 (1999), págs. 437-562 (vid. págs. 28, 193).
- [82] T. Li, Y. Gao, J. Wang y Z. Chen. “The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC”. *Energy Conversion and Management* 79 (2014), págs. 59-65 (vid. pág. 28).
- [83] G. Fontana y E. Galloni. “Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine”. *Applied Energy* 86 (2009), págs. 96-105 (vid. págs. 28, 194).
- [84] T. Lake, J. Stokes, R. Murphy, R. Osborne y A. Schamel. “Turbocharging concepts for downsized DI gasoline engines”. *SAE Technical Paper 2004-01-0036* (2004) (vid. págs. 28, 193).
- [85] M. M. Maricq, J. J. Szente y K. Jahr. “The impact of ethanol fuel blends on PM emission from a light-duty GDi vehicle”. *Aerosol Science and Technology* 46 (2012), págs. 576-583 (vid. págs. 28, 193, 195).



- [86] M. Fathi, R. K. Saray y M. D. Checkel. “The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emission of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines”. *Applied Energy* 87 (2011), págs. 4719-4724 (vid. págs. 28, 194).
- [87] Y. L. Bai, Z. Wang y J. X. Wang. “Part-load characteristics of direct injection spark ignition engine using exhaust gas trap”. *Applied Energy* 87 (2010), págs. 2640-2646 (vid. págs. 28, 194).
- [88] M. Winkler. “Particle number emissions of direct injected gasoline engines”. *IQPC Advanced emission control concepts for gasoline engines. Stuttgart* (May 2012) (vid. pág. 28).
- [89] G. K. Fraidl, P. Hollerer, P. Kapus, M. Ogris y K. Vidmar. “Particle number for EU6+: Challenges and solutions”. *IQPC Advanced emission control concepts for gasoline engines. Stuttgart* (May 2012) (vid. pág. 28).
- [90] Z. Gao, S. J. Curran, J. E. Parks, D. E. Smith, R. M. Wagner, C. S. Daw, K. D. Edwards y J. F. Thomas. “Drive cycle simulation of high efficiency combustions on fuel economy and exhaust properties in light-duty vehicles”. *Applied Energy* (2015). DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.070> (vid. págs. 28, 193).
- [91] K. Nakata. “Future engine technologies for improving fuel Economy”. *SAE High-Efficiency Engine Symposium. Detroit* (April 2011) (vid. pág. 28).
- [92] S. Hou. “Comparison of performances of air standard atkinson and otto cycles with heat transfer considerations”. *Energy Conversion and Management* 48(5) (2007), págs. 1683-1690 (vid. pág. 29).
- [93] E. Galloni, E. Fontana y R. Palmaccio. “Numerical analyses of EGR techniques in a turbocharged spark-ignition engine”. *Applied Thermal Engineering* 39 (2012), págs. 95-104 (vid. pág. 29).
- [94] H. Tsuchida. “Study of low-pressure cooled EGR system for downsizing turbocharged gasoline engine”. *SAE Energy saving & emission reduction forum. Detroit* (November 2014) (vid. pág. 29).
- [95] B. Gradin, H. E. Angstrom, P. Stalhammar y O. E. “Knock supression in a turbocharged SI engine by using colled EGR”. *SAE Technical Paper* 982476 (1998) (vid. págs. 29, 194).
- [96] C. P. Abdul-Gafor y R. Gupta. “Numerical investigation of piston bowl geometry and swirl ratio on emission from diesel engines”. *Energy Conversion and Management* 101 (2015), págs. 541-551 (vid. pág. 29).
- [97] S. Moon, Y. Gao, J. Wang, K. Fezzaa y T. Tsujimura. “Near-field dynamics of high-speed diesel sprays: Effects of orifice inlet geometry and injection pressure”. *Fuel* 133 (2014), págs. 299-309 (vid. pág. 29).
- [98] J. Liu, A. Yao y C. Yao. “Effects of diesel injection pressure on the performance and emissions of a HD common-rail diesel engine fueled with diesel-methanol dual fuel”. *Fuel* 140 (2015), págs. 192-200 (vid. pág. 29).

- [99] R. Payri, F. J. Salvador, J. Gimeno y L. D. Zapata. “Diesel nozzle geometry influence on spray liquid-phase fuel penetration in evaporative conditions”. *Fuel* 87(7) (2008), págs. 1165-1176 (vid. pág. 29).
- [100] R. Payri, J. Gimeno, P. Martí y J. Manin. “Fuel concentration in isothermal Diesel sprays through structured planar laser imaging measurements”. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 34 (2012), págs. 98-106 (vid. pág. 29).
- [101] V. Gnanamoorthi y G. Devaradjane. “Effect of compression ratio on the performance, combustion and emission of DI diesel engine fueled with ethanol and Diesel blend”. *Journal of the Energy Institute* 88(1) (2015), págs. 19-26 (vid. pág. 29).
- [102] S. Ambrosio y A. Ferrari. “Potential of double pilot injection strategies optimized with the design of experiments procedure to improve diesel engine emissions and performance”. *Applied Energy* (2015), págs. -. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.06.050> (vid. pág. 29).
- [103] F. Payri, A. Broatch, J. M. Salavert y J. Martín. “Investigation of Diesel combustion using multiple injection strategies for idling after cold start of passenger-car engines”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34(7) (2010), págs. 857-865 (vid. pág. 29).
- [104] J. M. Luján, V. Bermúdez, C. Guardiola y A. Abbad. “A methodology for combustion detection in diesel engines through in-cylinder pressure derivative signal”. *Mechanical Systems and Signal Processing* 24(7) (2010), págs. 2261-2275 (vid. pág. 29).
- [105] A. Broatch, C. Guardiola, B. Pla y P. Bares. “A direct transform for determining the trapped mass on an internal combustion engine based on the in-cylinder pressure resonance phenomenon”. *Mechanical Systems and Signal Processing* 62-63 (2015), págs. 480-489 (vid. pág. 29).
- [106] S. Oh, K. Min y M. Sunwoo. “Real-time start of a combustion detection algorithm using initial heat release for direct injection diesel engines”. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015), págs. 332-345 (vid. pág. 29).
- [107] J. Benajes, S. Molina, R. Novella y D. De Lima. “Implementation of the Partially Premixed Combustion concept in a 2-stroke HSDI diesel engine fueled with gasoline”. *Applied Energy* 122 (2014), págs. 94-111 (vid. pág. 29).
- [108] A. J. Torregrosa, A. Broatch, A. Garcia y L. F. Monico. “Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI Diesel engines”. *Applied Energy* 104 (2013), págs. 149-157 (vid. pág. 30).
- [109] J. Benajes, J. M. García-Oliver, R. Novella y C. P. Kolodziej. “Increased particle emissions from early fuel injection timing Diesel low temperature combustion”. *Fuel* 94 (2012), págs. 184-190 (vid. pág. 30).

- [110] J. M. Desantes, J. Benajes, J. M. García-Oliver y C. P. Kolodziej. “Effects of intake pressure on particle size and number emissions from premixed diesel low-temperature combustion”. *International Journal of Engine Research* 15(2) (2014), págs. 222-235 (vid. pág. 30).
- [111] T. Shaafi, K. Sairam, A. Gopinath, G. Kumaresan y R. Velraj. “Effect of dispersion of various nanoadditives on the performance and emission characteristics of a CI engine fuelled with diesel, biodiesel and blends: A review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49 (2015), págs. 563-573 (vid. pág. 30).
- [112] B. Choi y X. Jiang. “Individual hydrocarbons and particulate matter emission from a turbocharged CRDI diesel engine fueled with n-butanol/diesel blends”. *Fuel* 154 (2015), págs. 188-195 (vid. pág. 30).
- [113] W. Wang, J. M. Herreros, A. Tsolakis y A. P. E. York. “Increased NO<sub>2</sub> concentration in the diesel engine exhaust for improved Ag/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> catalyst NH<sub>3</sub>-SCR activity”. *Chemical Engineering Journal* 270 (2015), págs. 582-589 (vid. pág. 30).
- [114] H. Sharma y A. Mhadeshwar. “A detailed microkinetic model for diesel engine emissions oxidation on platinum based diesel oxidation catalysts (DOC)”. *Applied Catalysis B: Environmental* 127 (2012), págs. 190-204 (vid. pág. 31).
- [115] C. H. Kim, M. Schmid, S. J. Schmiege, J. Tan y W. Li. “The effect of Pt/Pd ratio on oxidation catalyst under simulate diesel exhaust”. *SAE Technical Paper* 2011-01-1134 (2011) (vid. pág. 31).
- [116] C. Henry, N. Currier, N. Ottinger, A. Yezerets, M. Castagnola, H. Y. Chen y H. Hess. “Decoupling the interactions of hydrocarbons and oxides of nitrogen over diesel oxidation catalyst”. *SAE Technical Paper* 2011-01-1137 (2011) (vid. pág. 31).
- [117] L. Glover, R. Douglas, G. McCullough, G. Keenan, P. Revereault y C. McAtee. “Performance characterization of a range of diesel oxidation catalyst: Effect of Pt/Pd ratio on light-off behavior and nitrogen species formation”. *SAE Technical Paper* 2011-24-0193 (2011) (vid. pág. 32).
- [118] J. Li, T. Szailer, T. Watts, N. Currier y A. Yezerets. “Investigation of the impact of real-world aging on diesel oxidation catalyst”. *SAE International Journal Engines* 5(3) (2012) (vid. pág. 32).
- [119] H. Ahari, M. Zammit, L. Cattani, J. Jacques y T. Pauly. “Cause and effect of reversible deactivation of diesel oxidation catalyst”. *SAE Technical Paper* 2014-01-1518 (2014) (vid. pág. 32).
- [120] R. H. Heck, R. J. Farrauto y S. T. Gulati, eds. *Catalytic air pollution control: commercial technology*. Wiley, 2009 (vid. pág. 33).
- [121] C. Brinkmeier, F. Opferkuch y G. Eigenberger. “Autoabgasreinigung – eine Herausforderung für die Verfahrenstechnik”. *Chemie Ingenieur Technik* 9(77) (2012), págs. 1333-1355 (vid. pág. 33).

- [122] S. Kacimi, J. J. Barbier, R. Taha y D. Duprez. “Oxygen storage capacity of promoted Rh/CeO<sub>2</sub> catalysts: Exceptional behavior of RhCu/CeO<sub>2</sub>”. *Catalysis Letters* 22 (1993), págs. 343-350 (vid. pág. 33).
- [123] Y. Matsuzono, K. Kuroki, T. Nishi, N. Suzuki, T. Yamada, T. Hirota y G. Zhang. “Development of advanced and low PGM TWC system for LEV2 PZ EV and LEV3 SULEV30”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1242 (2012) (vid. pág. 34).
- [124] M. Zammit, J. Wuttke, P. Ravindran y S. Aaltonen. “The effects of catalytic converter location and palladium loading on tailpipe emissions”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1247 (2012) (vid. pág. 34).
- [125] Y. Aoki, S. Sakagami, M. Kawai, N. Takahashi, T. Tanabe y T. Sunada. “Development of advanced zone-coated three-way catalyst”. *SAE Technical Paper* 2011-01-0296 (2011) (vid. pág. 34).
- [126] D. Ball y D. Mosser. “Cold start calibration of current PZEV vehicles and the impact of LEV-III emission regulations”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1245 (2012) (vid. pág. 34).
- [127] C. H. Kim, K. Perry, M. Viola, W. Li y K. Narayanaswamy. “Three-way catalyst design for urealess passive ammonia SCR: Lean-burn SIDI aftertreatment system”. *SAE Technical Paper* 2011-01-0306 (2011) (vid. págs. 34, 35).
- [128] O. Guralp, Q. Qi, W. Li y P. Najt. “Experimental study of NO<sub>x</sub> reduction by passive ammonia-SCR for stoichiometric SIDI engines”. *SAE Technical Paper* 2011-01-0307 (2011) (vid. pág. 34).
- [129] D. Ball, M. Zammit, J. Wuttke y C. Buitrago. “Investigation of LEV-III aftertreatment systems”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 4(1) (2011), págs. 1-8 (vid. pág. 34).
- [130] S. Philip, R. Hoyer, F. Adam, S. Eckhoff, R. Wunsch, C. Schoen y G. Vent. “Exhaust gas aftertreatment for lean gasoline direct injection engines - potential for future applications”. *SAE Technical Paper* 2013-01-1299 (2013) (vid. pág. 35).
- [131] M. V. Twigg. “Advanced integrated exhaust aftertreatment systems and the mechanisms of NO<sub>x</sub> emissions control”. En: *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions*. Ed. por IMechE. Woodhead Publishing, 2013, págs. 219-229. ISBN: 978-1-78242-183-2 (vid. pág. 35).
- [132] T. Korfer, T. Schnorbus, B. Holderbaum y T. Wittka. “Advanced, combined exhaust aftertreatment systems for light-duty diesel engines to meet next emission regulations”. En: *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions*. Ed. por IMechE. Woodhead Publishing, 2013, págs. 205-217. ISBN: 978-1-78242-183-2 (vid. pág. 35).
- [133] F. Posada, A. Bandivadekar y J. German. “Estimated Cost of Emission Control Technologies for Light-Duty Vehicles Part 2 - Diesel”. *SAE Technical Paper* 2013-01-0539 (2013) (vid. págs. 35, 36).

- [134] B. Guan, R. Zhan, H. Lin y Z. Huang. “Review of state of the art technologies of selective catalytic reduction of NOx from diesel engine exhaust”. *Applied Thermal Engineering* 66(1–2) (2014), págs. 395-414 (vid. págs. 35, 37).
- [135] J. Li, H. Chang, I. Ma, J. Hao y R. T. Yang. “Low-temperature selective catalytic reduction of NOx with NH<sub>3</sub> over metal oxide and zeolite catalyst - A review”. *Catalysis Today* 175(1) (2011). The 6th International Conference on Environmental Catalysis (6th ICEC) Beijing, China, September 12-15, 2010, págs. 147-156 (vid. págs. 36, 129).
- [136] W. R. Miller, J. T. Klein, R. Mueller, W. Doelling y J. Zuerbig. “The Development of urea-SCR technology for US heavy duty trucks”. *SAE Technical Paper* 2000-01-0190 (2000) (vid. pág. 36).
- [137] S. Sebelius, T. T. Le, L. J. Pettersson y H. Lind. “Identification of urea decomposition from an SCR perspective; A combination of experimental work and molecular modeling”. *Chemical Engineering Journal* 231 (2013), págs. 220-226 (vid. pág. 36).
- [138] M. A. Centeno, I. Carrizosa y J. A. Odriozola. “In situ DRIFTS study of the SCR reaction of NO with NH<sub>3</sub> in the presence of O<sub>2</sub> over lanthanide doped V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> catalysts”. *Applied Catalysis B: Environmental* 19(1) (1998), págs. 67-73 (vid. pág. 37).
- [139] E. Alano, E. Jean, Y. Perrot, J.-P. Brunel, N. Ferrand, M. Ferhan, J. Chapel y K. Pajot. “Compact SCR for Passenger Cars”. *SAE Technical Paper* 2011-01-1318 (2011) (vid. pág. 37).
- [140] Q. Guo, W. Jing, Y. Hou, Z. Huang, G. Ma, X. Han y D. Sun. “On the nature of oxygen groups for NH<sub>3</sub>-SCR of NO over carbon at low temperatures”. *Chemical Engineering Journal* 270 (2015), págs. 41-49 (vid. pág. 37).
- [141] A. Bonfils, Y. Creff, O. Lepreux y N. Petit. “Closed-loop control of a SCR system using a NOx sensor cross-sensitive to NH<sub>3</sub>”. *Journal of Process Control* 24(2) (2014), págs. 368-378 (vid. pág. 37).
- [142] P. Forzatti, I. Nova y E. Tronconi. “Removal of NOx from diesel exhausts: the new enhanced NH<sub>3</sub>-SCR reaction”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 3(1) (2010), págs. 654-663 (vid. pág. 37).
- [143] K. Skalska, J. S. Miller y S. Ledakowicz. “Trends in NOx abatement: A review”. *Science of The Total Environment* 408(19) (2010), págs. 3976-3989 (vid. pág. 37).
- [144] V. Prikhodko, J. Pihl, S. Lewis, y J. Parks. “Hydrocarbon fouling of SCR during PCCI combustion”. *SAE International Journal Engines* 5(3) (2012), págs. 947-957 (vid. pág. 37).
- [145] J. Luo, A. Yezerets, C. Henry, H. Hess, K. Kamasamudram, H. Chen y W. S. Epling. “Hydrocarbon poisoning of Cu-Zeolite SCR catalyst”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1096 (2012) (vid. pág. 37).

- [146] W. Tang, X. Huang y S. Kumar. “Sulfur effect and performance recovery of a DOC+CSF+Cu-Zeolite SCR system”. *US Department of Energy, Directions in engine efficiency and emissions research (DEER) conference*. Detroit. (December 2011) (vid. pág. 37).
- [147] D. Fang, F. He, D. Mei, Z. Zhang, J. Xie y H. Hu. “Thermodynamic calculation for the activity and mechanism of Mn/TiO<sub>2</sub> catalyst doped transition metals for SCR at low temperature”. *Catalysis Communications* 52 (2014), págs. 45-48 (vid. pág. 37).
- [148] S. M. Lee, S. S. Kim y S. C. Hong. “Systematic mechanism study of the high temperature SCR of NO<sub>x</sub> by NH<sub>3</sub> over a W/TiO<sub>2</sub> catalyst”. *Chemical Engineering Science* 79 (2012), págs. 177-185 (vid. pág. 37).
- [149] L. Postrioti, G. Brizi, C. Ungaro, M. Mosser y F. Bianconi. “A methodology to investigate the behaviour of urea-water sprays in high temperature air flow for SCR de-NO<sub>x</sub> applications”. *Fuel* 150 (2015), págs. 548-557 (vid. pág. 37).
- [150] J. Han, E. Kim, T. Lee, J. Kim, N. Ahn y H. S. Han. “Urea-SCR catalyst with improve low temperature activity”. *SAE Technical Paper* 2011-01-1315 (2014) (vid. pág. 37).
- [151] T. Johannessen. “Next generation SCR system for fuel-efficient NO<sub>x</sub> reduction”. *Presentation at SAE Light-Duty diesel emissions symposium*. Detroit (November 2011) (vid. pág. 37).
- [152] A. Manigrasso, N. Fouchal, P. Darcy y P. Da Costa. “Hysteresis effect study on diesel oxidation catalyst for a better efficiency of SCR systems”. *Catalysis Today* 191(1) (2012), págs. 52-58 (vid. pág. 39).
- [153] B. Shen, J. Chen, S. Yue y G. Li. “A comparative study of modified cotton biochar and activated carbon based catalysts in low temperature SCR”. *Fuel* 156 (2015), págs. 47-53 (vid. pág. 39).
- [154] Y. Tsukamoto, H. Nishioka, D. Imai, Y. Sobue, N. Takagi, T. Tanaka y T. Hamaguchi. “Development of new concept catalyst for low CO<sub>2</sub> emission diesel engine using NO<sub>x</sub> adsorption at low temperatures”. *SAE Technical Paper* 2012-01-0370 (2012) (vid. pág. 39).
- [155] G. Bisaiji, K. Yoshida, M. Inoue, K. Umemoto y T. Fukuma. “Development of Di-Air - A new diesel deNO<sub>x</sub> system by adsorbed intermediate reductants”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 5(1) (2012), págs. 380-388 (vid. pág. 39).
- [156] M. Inoue, T. Fukuma, Y. Bisaiji y K. Yoshida. “Di-Air: The new deNO<sub>x</sub> system for future emission compliance”. *20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology* (October 2011) (vid. pág. 39).
- [157] L. Olsson, M. Fredriksson y R. J. Blint. “Kinetic modeling of sulfur poisoning and regeneration of lean NO<sub>x</sub> traps”. *Applied Catalysis B: Environmental* 100(1-2) (2010), págs. 31-41 (vid. pág. 39).

- [158] T. Umeno, M. Hanzawa, Y. Hayashi y M. Hori. “Development of new lean NO<sub>x</sub> Trap technology with high sulfur resistance”. *SAE Technical Paper* 2014-01-1526 (2014) (vid. pág. 40).
- [159] J. R. Theis, M. Dearth y R. McCabe. “LNT+SCR catalyst systems optimized for NO<sub>x</sub> conversion on diesel applications”. *SAE Technical Paper* 2011-01-0305 (2011) (vid. pág. 40).
- [160] W. Tang, X. Huang y S. Kumar. “Lean NO<sub>x</sub> reduction with dual layer LNT/SCR catalyst.” *US Department of Energy, Directions in engine efficiency and emissions research (DEER) conference. Dearborne (MI)* (2012) (vid. pág. 40).
- [161] T. Morita, N. Suzuki, N. Satoh, K. Wada y H. Ohno. “Study of low NO<sub>x</sub> emission control using newly developed lean NO<sub>x</sub> catalyst for diesel engine”. *SAE Technical Paper* 2007-01-0239 (2007) (vid. pág. 40).
- [162] M. J. Murtagh. “Diesel particulate filters (DPF): A short course”. *Ann Arbor (MI). University of Leeds* (2002) (vid. pág. 40).
- [163] O. Salvat, P. Marez y G. Belot. “Passenger car serial application of a particulate filter system on a common rail Direct Injection Diesel Engine”. *SAE Technical Paper* 2000-01-0473 (2000) (vid. pág. 41).
- [164] J. Howitt y M. Montierth. “Cellular ceramic diesel particulate filter”. *SAE Technical Paper* 81104 (1981) (vid. pág. 41).
- [165] H. Okazoe, T. Yamada, K. Niimura, Y. Watanabe, A. Itoh, K. Shimato y T. Komori. “Study of SiC application to diesel particulate filter (Part 2): Engine test results”. *SAE Technical Paper* 930361 (1993) (vid. pág. 41).
- [166] M. Pfeifer, M. Votsmeier, M. Kogel, P. C. Spurk, E. S. Lox y J. F. Knoth. “The second generation of catalyzed diesel particulate filter systems for passenger cars - Particulate filters with integrated oxidation catalyst function”. *SAE Technical Paper* 2005-01-1756 (2005) (vid. pág. 41).
- [167] T. Boger, J. Jamison, J. Warkins, N. Golomb, C. Warren y A. Heybel. “Next generation aluminum Titanate filter with significantly reduced pressure drop”. *SAE International Journal Engines* 2011-01-0816 (2011) (vid. pág. 41).
- [168] J. M. Luján, V. Bermúdez, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Experimental assessment of a pre-turbo aftertreatment configuratios in a single stage turbocharged diesel engine. Part 1: Steady-state operation”. *Energy* 80 (2015), págs. 599-613 (vid. págs. 41, 120).
- [169] J. M. Luján, J. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Experimental assessment of a pre-turbo aftertreatment configuration in a single stage turbocharged diesel engine. Part 2: Transient operation”. *Energy* 80 (2015), págs. 614-627 (vid. págs. 41, 120, 139).
- [170] T. C. Watling, M. R. Ravenscroft y G. Avery. “Development, validation and application of a model for an SCR catalyst coated diesel particulate filter”. *Catalysis Today* 188(1) (2012), págs. 32-41 (vid. pág. 41).

- [171] M. Folic y K. Johansen. “SCR-DPF iintegration for diesel exhaust performance and perspectives for high SCR loadings”. *US Department of Energy, Directions in engine efficiency and emissions research (DEER) conference. Dearborne (MI)*. (2012) (vid. pág. 41).
- [172] A. Walker. “Current and future trends in catalyst-based emission control system Design”. *Presentation at SAE Heavy-Duty diesel emissions symposium. Detroit* (September, 2012.) (vid. pág. 41).



## Capítulo 3

# Trabajo experimental

### Índice

---

3.1.	Introducción . . . . .	<b>57</b>
3.2.	Instalación experimental . . . . .	<b>57</b>
3.2.1.	Sala de ensayo y motores empleados . . . . .	57
3.2.1.1.	Motor MEC de inyección directa . . . . .	58
3.2.1.2.	Motor MEP de inyección directa . . . . .	61
3.2.2.	Combustibles y lubricante empleados . . . . .	64
3.3.	Adquisición y registro de datos . . . . .	<b>65</b>
3.3.1.	Equipos de medida de parámetros de funcionamiento . . . . .	65
3.3.1.1.	Medida del gasto másico de aire . . . . .	65
3.3.1.2.	Medida del gasto másico de combustible . . . . .	65
3.3.1.3.	Medida de presión media y temperatura . . . . .	66
3.3.1.4.	Medida de la tasa de EGR . . . . .	66
3.3.2.	Equipos para la medida de emisiones contaminantes del gas de escape . . . . .	67
3.3.2.1.	Medida de compuestos gaseosos . . . . .	67
3.3.2.2.	Medida de opacidad . . . . .	70
3.3.2.3.	Medida del material particulado . . . . .	71
3.3.2.4.	Medida de la concentración numérica de partículas . . . . .	72
3.3.3.	Dispositivo para la medida de eficiencia en un sistema de post-tratamiento . . . . .	74
3.4.	Cálculos y procesamiento de datos para su análisis . . . . .	<b>75</b>
3.4.1.	Sincronización y ajuste temporal de las señales en condiciones dinámicas de operación . . . . .	75

### *Índice del Capítulo 3*

---

3.4.2.	Cálculo de los índices de emisión de compuestos gaseosos	77
3.4.2.1.	Corrección de los óxidos de nitrógeno por humedad ambiente. . . . .	78
3.4.2.2.	Corrección de los compuestos por secado de la muestra a analizar . . . . .	79
3.4.3.	Cálculo de los índices de emisión másica de hollín . . . .	80
3.4.3.1.	Corrección de la masa de hollín por humedad ambiente . . . . .	81
3.4.4.	Cálculo de la eficiencia en un sistema de post-tratamiento	81
3.4.5.	Separación de las diferentes modas de la concentración numérica de partículas total . . . . .	81
	Bibliografía del Capítulo . . . . .	<b>85</b>

---

### 3.1. Introducción

Para la realización de los trabajos propuestos en la presente tesis ha sido necesaria la disposición de una instalación experimental dotada con los equipos adecuados.

Dentro de este capítulo se incluye una detallada descripción de la sala de ensayo que se ha utilizado, combustibles empleados, equipos de medida de los parámetros del motor, equipos de medida de emisiones contaminantes (tanto de emisiones gaseosas, como de emisión de partículas), además de los sistemas empleados para evaluar la eficiencia de los diferentes sistemas de control de contaminantes. Por último, también se realiza una descripción de los métodos de cálculo empleados para la obtención de los parámetros que se desean evaluar.

### 3.2. Instalación experimental

#### 3.2.1. Sala de ensayo y motores empleados

Todo el trabajo experimental que se ha realizado ha sido desarrollado en una sala de ensayo de motores acondicionada a tal efecto para ello. Esta tesis recoge diferentes trabajos de investigación relacionados con dos tipos de motorización: un motor MEC-Di y un motor MEP-Di. La sala de ensayo empleada ha sido la misma en ambos casos, alternando temporalmente la instalación de un motor u otro. Inicialmente el motor instalado en la sala fue el MEC-Di, y posteriormente se instaló el MEP-Di.

Los motores se han instalado en un banco de ensayo compuesto por un freno dinamométrico asíncrono *SCHENCK-Dynas3 LI250* cuya función es simular la carga resistente con la que operaría el motor en condiciones normales de trabajo. El equipo incluye un tacómetro que permite la medida del régimen de giro y su cuantificación en un rango de  $0 \pm 1$  a  $10000 \pm 1$  rpm, así como un transductor de par con rango de  $\pm 650$  Nm. Este equipo permite la realización tanto de ensayos a régimen y carga constantes, como ensayos dinámicos variando simultáneamente ambos parámetros.

El líquido refrigerante del motor y el combustible se acondicionan térmicamente en unos intercambiadores con agua procedente de una torre de enfriamiento. Unos controladores proporcionales integrales derivativos (PID) permiten regular la temperatura de refrigerante del motor así como la del combustible variando el caudal de agua procedente de la torre. El sistema de refrigeración se completa con un depósito de 200 litros de una mezcla de agua y glicol al 30 %, que es refrigerada con una máquina frigorífica. De la misma forma que en la línea de refrigeración del agua del motor y del combustible, una válvula con control PID ofrece la posibilidad de controlar la temperatura del aire de admisión variando el caudal de agua por el intercambiador de calor aire-agua al que está acoplado.

### 3.2.1.1. Motor MEC de inyección directa

El motor MEC-Di utilizado es el modelo *DW10B* del fabricante *PSA* cuyo volumen desplazado es de 2 litros. Está compuesto por 4 cilindros en línea y cada cilindro posee 4 válvulas (2 de admisión y 2 de escape). Este motor está comúnmente montado en vehículos ligeros para transporte de pasajeros.

El motor cuenta con un sistema de HP-EGR y un sistema Di de alta presión por *common rail* con control electrónico de la presión y tiempo de apertura de los inyectores a través de la unidad control electrónico (ECU<sup>1</sup>). Su sistema de post-tratamiento de gases está compuesto por un pre-catalizador de oxidación (pre-DOC) a la salida del turbogrupo, y de un DOC y DPF al final de la línea de escape. De este modo, todas las tecnologías que incorpora este motor permiten el cumplimiento de los límites de emisión de la normativa *Euro 4*. Las especificaciones detalladas de este motor se encuentran recogidas en la Tabla 3.1.

**Tabla 3.1:** Especificaciones técnicas del motor MEC-Di utilizado.

Característica	Unidad	Valor
Tipo	[-]	4 tiempos
Cilindrada	[cm <sup>3</sup> ]	1997
Diámetro de pistón	[mm]	85
Carrera	[mm]	88
Número de cilindros	[-]	4
Válvulas por cilindro	[-]	4
Ratio de compresión	[-]	18:1
Potencia máxima	[kW]	100 a 4000 rpm
Par máximo	[N.m]	320 a 1750 rpm
Presión de inyección	[MPa]	120
Angulo del cono del spray	[°]	140
Orificios de los inyectores	[μm]	6 x 146

La Figura 3.1 muestra un esquema de la sala acondicionada para la realización de los ensayos en este motor. En este esquema se han representado los circuitos de aire de admisión, combustible, gases de escape y EGR, así como los circuitos de refrigeración que se encuentran en la sala. En la Tabla 3.2 se enumeran y detallan los distintos sensores y sistemas que pueden encontrarse en la instalación.

<sup>1</sup>Del inglés *Electronic Control Unit*

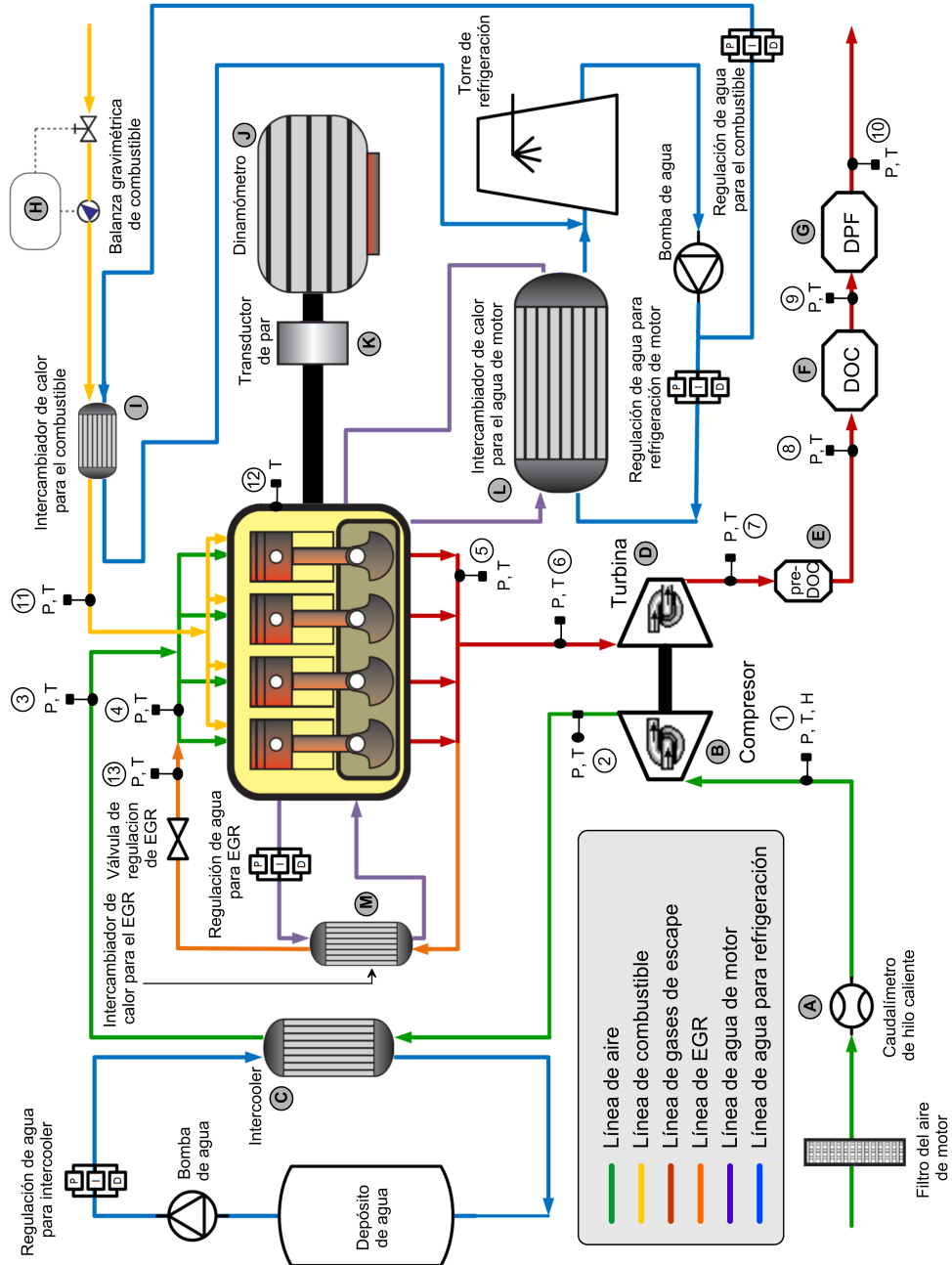


Figura 3.1: Esquema de la sala de ensayo utilizada con el motor MEC-Di.

**Tabla 3.2:** Instrumentación y sistemas de la sala de ensayo del motor MEC-Di.

Cod.	Sistema	Función
A	Caudalímetro de hilo caliente	Medida del gasto másico de aire
B	Compresor	Compresión del aire de admisión
C	Intercambiador de calor	Enfriamiento del aire de admisión
D	Turbina	Expansión de los gases de escape
E	Catalizador de oxidación (Pre-DOC)	Oxidación parcial de los gases de escape
F	Catalizador de oxidación (DOC)	Oxidación de los gases de escape
G	Filtro de partículas (DPF)	Filtrado de las partículas de los gases de escape
H	Balanza de combustible	Medida del consumo másico de combustible
I	Intercambiador de calor	Regulación de la temperatura de combustible
J	Dinamómetro	Control de régimen y par
K	Transductor de par	Medida del par
L	Intercambiador de calor	Enfriamiento del agua del motor
M	Intercambiador de calor	Enfriamiento del EGR

Num.	Sensor	Variable medida
1	Termopar tipo K	Temperatura a la entrada del compresor
2		Temperatura a la salida del compresor
3		Temperatura a la salida del intercooler
4		Temperatura en el colector de admisión
5		Temperatura en el colector de escape
6		Temperatura a la entrada de la turbina
7		Temperatura a la salida de la turbina
8		Temperatura a la entrada del DOC
9		Temperatura a la entrada del DPF
10		Temperatura a la salida de escape
11		Temperatura del combustible
12		Temperatura del bloque motor
13		Temperatura del gas de EGR
1'	Transductor de presión	Presión media a la entrada del compresor
2'		Presión media a la salida del compresor
3'		Presión media a la salida del intercooler
4'		Presión media en el colector de admisión
5'		Presión media en el colector de escape
6'		Presión media a la entrada de la turbina
7'		Presión media a la salida de la turbina
8'		Presión media a la entrada del DOC
9'		Presión media a la entrada del DPF
10'		Presión media a la salida de escape
11'		Presión media del combustible
13'		Presión media del gas de EGR
1''	Sensor de humedad	Humedad a la entrada del compresor

### 3.2.1.2. Motor MEP de inyección directa

El motor MEP-Di utilizado es el modelo *EcoBoost* del fabricante *Ford* y cuenta, también, con cuatro cilindros en línea y un volumen desplazado de 2 litros, estando comúnmente montado en vehículos ligeros para transporte de pasajeros. Este motor posee sobrealimentación por turbocompresor y sistema Di de combustible. Los inyectores tienen 7 orificios y están situados entre las válvulas de admisión y escape a 45° respecto al eje vertical del cilindro. El sistema de inyección permite presiones de inyección máximas de 15 MPa.

La estrategia de formación de la mezcla implementada en las cartografías de este motor es la carga homogénea, es decir, que el inicio de la inyección de combustible (SOI<sup>2</sup>) se realiza durante la carrera de admisión, permitiendo obtener una mezcla estequiométrica ( $\lambda=1$ ) dentro del cilindro durante todo el rango de operación del motor. El sistema de post-tratamiento incluido es un TWC para la eliminación de los contaminantes gaseosos regulados. Las tecnologías que incorpora este motor permiten el cumplimiento de los límites de emisión de la normativa *Euro 5*. Las especificaciones de este motor se encuentran detalladas en la Tabla 3.3.

**Tabla 3.3:** Especificaciones técnicas del motor MEP-Di utilizado.

Característica	Unidad	Valor
Tipo	[-]	4 tiempos
Cilindrada	[cm <sup>3</sup> ]	1998
Diámetro de pistón	[mm]	87
Carrera	[mm]	83
Número de cilindros	[-]	4
Válvulas por cilindro	[-]	4
Ratio de compresión	[-]	10.2:1
Potencia máxima	[kW]	153 a 6000 rpm
Par máximo	[N.m]	300 a 2000 rpm

La Figura 3.2 muestra un esquema de la sala acondicionada para la realización de los ensayos pertenecientes al motor MEP-Di. En el esquema se han representado los circuitos de aire de admisión, combustible, gases de escape, así como los circuitos de refrigeración que se encuentran en la sala de ensayo. En la Tabla 3.4 se enumeran y detallan los distintos sensores y sistemas que pueden encontrarse en la instalación.

<sup>2</sup>Del inglés *Start Of Injection*

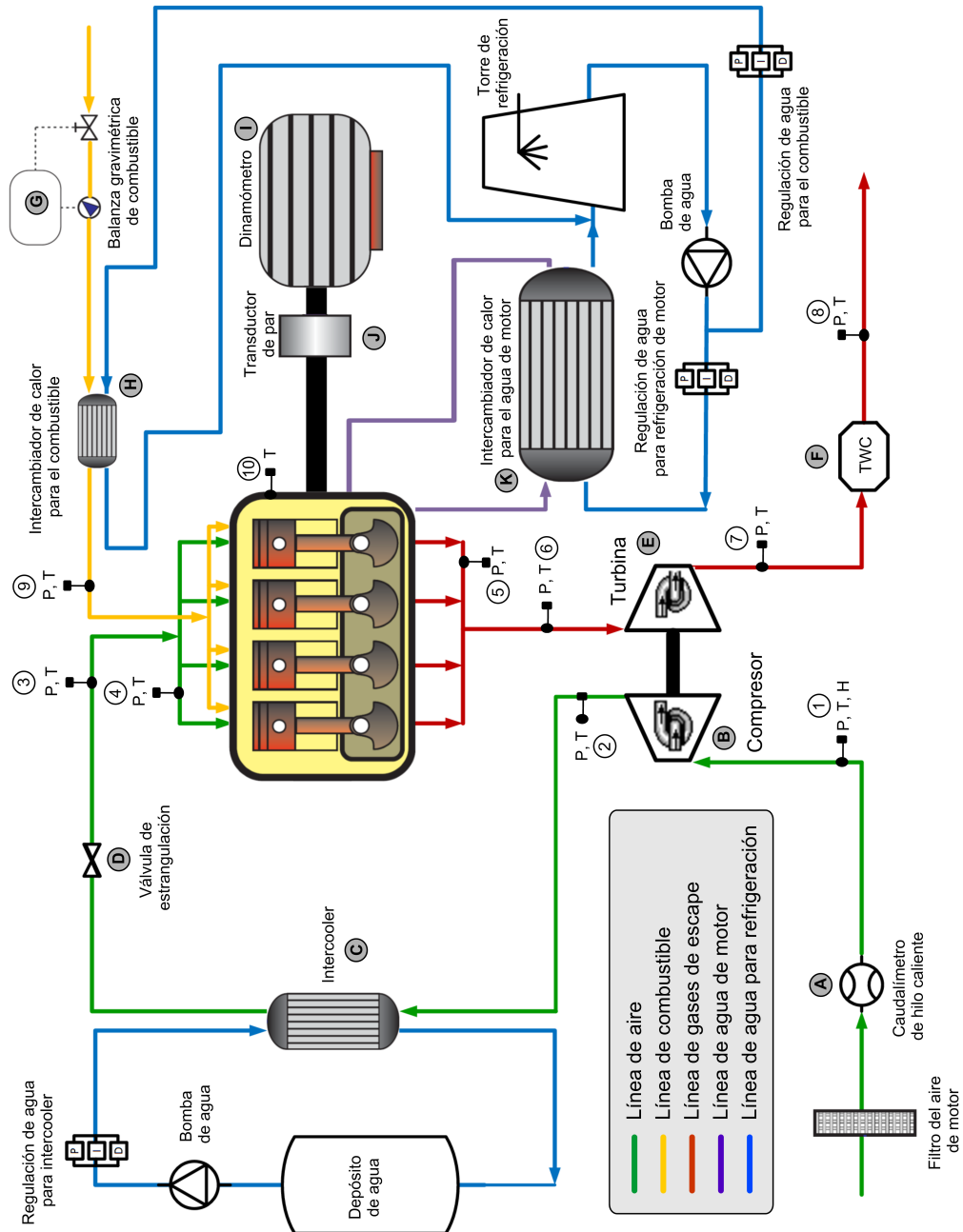


Figura 3.2: Esquema de la sala de ensayo utilizada con el motor MEP-Di.



**Tabla 3.4:** Instrumentación y sistemas de la sala de ensayo del motor MEP-Di.

Cod.	Sistema	Función
A	Caudalímetro de hilo caliente	Medida del gasto másico de aire
B	Compresor	Compresión del aire de admisión
C	Intercambiador de calor	Enfriamiento del aire de admisión
D	Mariposa	Regulación de la carga
E	Turbina	Expansión de los gases de escape
F	Sistema de post-tratamiento (TWC)	Tratamiento de los gases de escape
G	Balanza de combustible	Medida del consumo másico de combustible
H	Intercambiador de calor	Regulación de la temperatura de combustible
I	Dinamómetro	Control de régimen y par
J	Transductor de par	Medida del par
K	Intercambiador de calor	Enfriamiento del agua del motor

Num.	Sensor	Variable medida
1	Termopar tipo K	Temperatura a la entrada del compresor
2		Temperatura a la salida del compresor
3		Temperatura a la salida del intercooler
4		Temperatura en el colector de admisión
5		Temperatura en el colector de escape
6		Temperatura a la entrada de la turbina
7		Temperatura a la salida de la turbina
8		Temperatura a la salida de escape
9		Temperatura del combustible
10		Temperatura del bloque motor
1'	Transductor de presión	Presión media a la entrada del compresor
2'		Presión media a la salida del compresor
3'		Presión media a la salida del intercooler
4'		Presión media en el colector de admisión
5'		Presión media en el colector de escape
6'		Presión media a la entrada de la turbina
7'		Presión media a la salida de la turbina
8'		Presión media a la salida de escape
9'		Presión media del combustible
1''	Sensor de humedad	Humedad a la entrada del compresor

### 3.2.2. Combustibles y lubricante empleados

Los combustibles utilizados han sido suministrados por la compañía *Repsol S.A.* con un contenido en azufre muy bajo ( $<10$  ppm). Estos combustibles cumplen con la normativa UNE-EN 590:2014 [173] y fueron caracterizados en un laboratorio certificado para ello. Puesto que las características del combustible que se emplea en los motores influye de una manera muy acusada en el proceso de combustión, y por lo tanto en la formación de emisiones contaminantes [174, 175], es necesario conocer detalladamente las especificaciones de éstos. En la Tabla 3.5 se muestran las especificaciones de los dos combustibles utilizados durante los ensayos en cada motor: un diésel y una gasolina comercial.

**Tabla 3.5:** Especificaciones técnicas de los combustibles utilizados.

Gasolina			Diésel		
RON	[–]	98.0	Número de cetano	[–]	51.6
Densidad a 15°C	[kg/m <sup>3</sup> ]	735.7	Densidad a 15°C	[kg/m <sup>3</sup> ]	843.2
Poder calorífico inferior	[MJ/kg]	44.09	Poder calorífico inferior	[MJ/kg]	42.06
Contenido en azufre	[ppm]	4.3	Contenido en azufre	[ppm]	8.6
Contenido de oxígeno	[wt %]	2	Contenido de oxígeno	[%m/m]	0
Contenido de PAH	[Vol %]	22.9	Contenido de PAH	[mg/kg]	3.4
Contenido de benceno	[Vol %]	0.68	Contenido en agua	[ppm]	96
T <sub>10</sub> % Vol. de destilación	[°C]	51.3	Relación H/C	1.9	
T <sub>50</sub> % Vol. de destilación	[°C]	85.8			
T <sub>90</sub> % Vol. de destilación	[°C]	142.9			

También el aceite lubricante es un factor influyente sobre las emisiones que se producen en el motor, ya que parte de sus compuestos pueden contribuir a la emisión de hidrocarburos tanto en fase gaseosa [176], como en fase sólida adheridos a las partículas generadas en la cámara de combustión [177], por lo que también es necesario conocer con detalle sus características. En la Tabla 3.6 se incluyen las especificaciones del aceite lubricante que se ha usado en ambos motores.

**Tabla 3.6:** Especificaciones técnicas del aceite lubricante empleado.

Característica	Unidad	Valor
Grado SAE	[–]	15W-40
Densidad a 15°C	[kg/m <sup>3</sup> ]	860.4
Viscosidad a 100°C	[mm <sup>2</sup> /s]	14.7
Temperatura de inflamación	[°C]	210
Temperatura de escurrimiento	[°C]	-21
Contenido en benceno	[Vol %]	0.68
Contenido en cenizas sulfatadas	[wt %]	0.8
TBN	[–]	8.56

### 3.3. Adquisición y registro de datos

#### 3.3.1. Equipos de medida de parámetros de funcionamiento

Los parámetros de funcionamiento del motor han de controlarse con el fin de poder garantizar el correcto control del motor en todo momento. Los motores se instrumentaron para poder medir las diferentes variables de interés.

Los diferentes sensores estaban conectados al sistema de control y adquisición de datos de la sala de ensayos [178], que controla y sincroniza la información proveniente de la ECU y de los sensores externos. Las variables de interés medidas han sido el flujo másico de combustible y de aire, las condiciones ambiente, el par entregado por el motor, el régimen del turbogrupo y del propio motor, y las presiones y temperaturas medias en diferentes puntos de los sistemas de admisión y de escape.

##### 3.3.1.1. Medida del gasto másico de aire

El gasto másico de aire ( $\dot{m}_{aire}$ ) trasegado por los motores utilizados se cuantificó mediante dos sensores diferentes, teniendo así dos medidas comparables. Una medida se obtuvo con el propio caudalímetro de aire que incorpora el motor y registrada en su ECU; y la segunda medida fue obtenida con un anemómetro de placa caliente externo. Éste sensor es el modelo *ABB Sensycom Sensyflow-P 720 DN-80* [179], el cual mide en un rango de 40 a 720 kg/h con una precisión del 2 % sobre el valor medido. Dispone de conductos rectos tanto en la entrada como a la salida para permitir un desarrollo de flujo laminar que permita la precisión de medida cuando el flujo es pulsante [180].

##### 3.3.1.2. Medida del gasto másico de combustible

El gasto de combustible ( $\dot{m}_{fuel}$ ) también se evaluó mediante dos métodos. Por un lado, mediante un sistema gravimétrico que incluye una balanza *AVL-733S Dynamic Fuel Meter* [181]. El rango de medida que posee esta balanza está comprendido entre 0 y 75 kg/h con una precisión del 0.12 % sobre el fondo de escala y permite la obtención de medidas de consumo de combustible con una frecuencia de 1Hz. Esto representa que el tiempo de respuesta es muy grande, lo cual es una limitación cuando se desea medir consumo de combustible durante condiciones dinámicas de funcionamiento. Por otro lado, como segundo método se utilizó la señal de consumo de combustible que proporciona la ECU del motor, la cual fue calibrada en condiciones estacionarias de funcionamiento, y después usada como sistema de medida en los ensayos realizados en condiciones dinámicas [182].

### 3.3.1.3. Medida de presión media y temperatura

Para poder evaluar los procesos termofluidodinámicos del motor, el banco de ensayo estaba equipado con termopares tipo K y sensores de presión media piezorresistivos. Estos sensores fueron instalados en diferentes puntos del sistema de renovación de la carga del motor. El control de algunas de esas temperaturas se realizó con intercambiadores de calor agua-gas comandados mediante controladores PID. Las características de los sensores de presión media y de los termopares tipo K empleados se encuentran detallados en la Tabla 3.7

**Tabla 3.7:** Especificaciones técnicas de los termopares tipo K y los sensores piezorresistivos de presión media.

Magnitud	Sensor	Rango	Error
Temperatura	Termopar Tipo K	$[-200 - 1,200 (^{\circ}\text{C})]$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$ o $0,4\%$ (del valor leído)
Presión media	Piezorresistivo PMA P40	$[0 - 6 (\text{bar})]$	$\pm 0,3\%$ FE

### 3.3.1.4. Medida de la tasa de EGR

Los motores utilizados tenían incorporados sistemas de recirculación de gases de escape. Este sistema consiste en introducir en el cilindro parte de los gases de escape provenientes de los ciclos de combustión anteriores, contribuyendo a incrementar la proporción de gases inertes en el cilindro para disminuir la temperatura local de combustión y reducir las emisiones de NOx [183, 184].

Por definición, la tasa porcentual de EGR se define como la relación entre el gasto másico de gas de escape recirculado ( $\dot{m}_{EGR}$ ) y el gasto másico total de gas admitido por el motor ( $\dot{m}_{air} + \dot{m}_{EGR}$ ), de acuerdo a la Ecuación 3.1:

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{EGR}} \quad (3.1)$$

Para cuantificar el gasto másico de aire fresco, en el apartado 3.3.1.1 de este capítulo se ha explicado que la medida se realiza a través de un anemómetro de placa caliente. Sin embargo, el uso de estos sistemas es inviable para la determinación de la masa de los gases de escape recirculados debido a la alta temperatura del gas y a los compuestos químicos que contiene.

El método comúnmente utilizado para calcular la tasa de EGR consiste en medir la concentración de algún compuesto químico generado durante el proceso de combustión en el cilindro<sup>3</sup> en el sistema de admisión y escape. Realizando un balance de

<sup>3</sup>Generalmente la concentración del gas usado suele ser el CO<sub>2</sub>

concentraciones en el colector de admisión es posible calcular la tasa de un determinado gas a partir de la concentración atmosférica, de escape y de admisión. La Ecuación 3.2 muestra la manera de calcular dicha tasa:

$$EGR = \frac{[x_{i,adm}] - [x_{i,atm}]}{[x_{i,esc}] - [x_{i,atm}]} \cdot 100 \quad (3.2)$$

Donde  $[x_{i,adm}]$ ,  $[x_{i,esc}]$  y  $[x_{i,atm}]$  son las fracciones molares del compuesto  $i$  medidas en el colector de admisión, colector de escape, y atmósfera. Una vez que es conocida la tasa de EGR y gasto másico de aire fresco es posible determinar el gasto másico de los gases de escape recirculados a través de la Ecuación 3.1.

### 3.3.2. Equipos para la medida de emisiones contaminantes del gas de escape

A continuación se describirán todos los equipos destinados al análisis de la composición del gas de escape y que se han utilizado durante los diferentes trabajos de investigación. En primer lugar se describirán y detallarán las características de los analizadores de compuestos gaseosos, para después pasar a describir los equipos destinados a analizar el material particulado del gas de escape, ya sea concentración másica, o concentración numérica de partículas.

#### 3.3.2.1. Medida de compuestos gaseosos

En el caso de los analizadores de compuestos gaseosos, se dispuso de dos equipos de medida diferentes. Por una parte, se empleó un analizador múltiple *HORIBA MEXA 7100-DEGR* [185], el cual permite evaluar los compuestos regulados por la legislación vigente; y por otro, un espectrómetro *HORIBA MEXA 6000-FT* [186] que proporciona medidas de compuestos gaseosos orgánicos e inorgánicos, así como de otros compuestos como el  $H_2O$ .

##### ■ *Analizador múltiple HORIBA MEXA 7100-DEGR*

Este equipo permite determinar la concentración de compuestos contaminantes regulados por las normativas, es decir: HC, NOx, CO, CO<sub>2</sub> y oxígeno (O<sub>2</sub>). La sonda del equipo se conecta directamente en el tubo de escape del motor, posibilitando la circulación a través de la línea de muestreo de una parte de los gases de escape desde el conducto de salida hasta el sistema de medida. Puesto que es necesario que los hidrocarburos que llegan al sistema se encuentren en fase gas, la línea de muestreo se encuentra calefactada a 191°C para evitar la condensación de dichos compuestos.

El equipo lo componen dos unidades de medida separadas. La primera incluye los analizadores de NO<sub>x</sub> y HC, mientras que el CO, CO<sub>2</sub> y O<sub>2</sub> son medidos en la segunda unidad del sistema. La medida de HC se realiza mediante un detector por ionización de llama caliente (HFID<sup>4</sup>). El principio de funcionamiento de este detector está basado en hacer pasar la muestra de escape por una llama de helio, lo que tiene como consecuencia la descomposición de los HC en iones. La generación de la llama es realizada en el campo eléctrico generado entre dos electrodos, por lo que los iones desprendidos de la descomposición de los HC generan una corriente eléctrica entre los electrodos. La intensidad de la corriente generada está relacionada con el número de átomos de carbono presentes, obteniéndose de esta manera, la concentración de hidrocarburos en el gas de escape.

La medida de los NO<sub>x</sub> se realiza a través de un analizador de quimioluminiscencia (CLD<sup>5</sup>) que permite la medida de NO de manera muy precisa y casi sin interferencias por otros compuestos químicos. Puesto que las propiedades de los compuestos son diferentes, este analizador solo permite la medida de NO, por lo que para la medida de los NO<sub>x</sub> es necesario convertir el NO<sub>2</sub> en NO mediante un catalizador. La cuantificación del NO se realiza haciendo reaccionar ozono (O<sub>3</sub>) con el NO de la muestra, de manera que aparecen especies de NO<sub>2</sub> que al pasar a su estado energético basal emiten fotones, los cuales pueden relacionarse con la intensidad de la luz emitida inicialmente. En cambio, la medida de NO<sub>2</sub> se realiza a través de la conversión de dichas moléculas de NO<sub>2</sub> en NO mediante el uso de un catalizador de reducción y carbón activo, de manera que los óxidos de nitrógeno que llegan al analizador son solamente moléculas de NO. Posteriormente, mediante el procedimiento de medida descrito, se determina la concentración de NO procedente del NO<sub>2</sub>. Por último, de la suma de esta medida más el NO original de la muestra se obtiene la concentración de NO<sub>x</sub> total.

El CO y CO<sub>2</sub> se mide en la segunda unidad del sistema. Esta unidad primero realiza un secado de la muestra de gases entrantes a través de unos condensadores destinados a eliminar el agua de la muestra, ya que ésta puede producir interferencias en el proceso de medida. La medida de estos compuestos se hace mediante un analizador no dispersivo de absorción infrarrojo (NDIR<sup>6</sup>), basando su principio de medida en la propiedad de absorción de luz por parte de estos compuestos. El analizador de este sistema está formado por una cámara donde se introduce el gas a analizar y otra cámara donde se encuentra un gas de referencia con cierta capacidad de absorber luz infrarroja. Cuando se hace pasar la luz infrarroja por ambas cámaras se produce una expansión de los gases en la celda del gas de muestra y la de la referencia, como resultado de la absorción de la luz. Esta expansión genera un aumento de la presión en la cámara de

---

<sup>4</sup>Del inglés *Hot Flame Ionization Detector*

<sup>5</sup>Del inglés *Chemiluminescence Detector*

<sup>6</sup>Del inglés *Non Dispersive Infrared Detector*

medida, que es leída mediante un transductor de presión, y comparada entre ambas, registrando medidas sobre la concentración de estos compuestos.

Finalmente, la medida de  $O_2$  se realiza mediante el uso de un analizador magnético-pneumático (MPA<sup>7</sup>), basando su funcionamiento en las propiedades paramagnéticas que posee el oxígeno cuando se encuentra en un campo magnético. Los polos de un electroimán atraen las moléculas del oxígeno del gas de escape cuando éste pasa por el analizador, generando una diferencia de presión entre un polo y otro, por lo que se puede establecer la relación entre diferencia de presión generada con la concentración de  $O_2$ .

**Tabla 3.8:** Rango de medida de los analizadores del HORIBA MEXA 7100-DEGR.

Compuesto	Sensor	Rango de medida	Linealidad
THC	HFID	[0 – 5000 (ppm)]	±1 % FE
NO/NO <sub>x</sub>	CLD	[0 – 10000 (ppm)]	±1 % FE
CO <sub>2</sub>	NDIR	[0 – 20 (%Vol)]	±1 % FE
CO <sub>L</sub>	NDIR	[0 – 5000 (ppm)]	±1 % FE
CO <sub>H</sub>	NDIR	[0 – 12 (%Vol)]	±1 % FE
O <sub>2</sub>	MPA	[0 – 25 (%Vol)]	±1 % FE

#### ■ **Espectrómetro HORIBA MEXA 6000-FT**

Este equipo está desarrollado para medir emisiones de compuestos gaseosos orgánicos e inorgánicos no regulados a través de la técnica de espectroscopia de infrarrojos por transformada de Fourier (FTIR<sup>8</sup>). La técnica FTIR es la combinación de la espectroscopia infrarroja y el análisis multivariable de la transformada de Fourier. El método de los espectrómetros dispersivos es una solución para los detectores de infrarrojo que no son capaces de seguir las frecuencias ópticas.

Este equipo analiza la muestra de gases de escape en tiempo real, y simultáneamente realiza múltiples mediciones de componentes gaseosos. Los compuestos que es capaz de evaluar, así como sus características están detallado en la Tabla 3.9.

El interferómetro de Michelson constituye el elemento básico de los espectrómetros FTIR, y sustituye a la red de difracción como selector de frecuencias. Éste se encuentra compuesto por un divisor de haz, un espejo fijo y un espejo móvil. El divisor de haz genera dos ondas en fase que viajan en direcciones diferentes, hacia los espejos. Una vez reflejados en éstos, las dos ondas se recombinan nuevamente en el divisor de haz, produciéndose una interferencia entre ambas. Una vez recombinadas, el detector registrará una intensidad que dependerá de la diferencia de camino impuesta por la posición de los espejos.

<sup>7</sup>Del inglés *Magnetopneumatic Analyzer*

<sup>8</sup>Del inglés *Fourier Transform Infrared Spectroscopy*

**Tabla 3.9:** Rango de medida del espectrómetro del HORIBA MEXA 6000-FT.

Compuesto	Rango	Linealidad
CO	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
	[0 – 1000 (ppm)]	±1 % FE
	[0 – 5000 (ppm)]	±1 % FE
	[0 – 2 ( %Vol)]	±1 % FE
	[0 – 10 ( %Vol)]	±1 % FE
CO <sub>2</sub>	[0 – 1 ( %Vol)]	±1 % FE
	[0 – 5 ( %Vol)]	±1 % FE
	[0 – 10 ( %Vol)]	±1 % FE
NO	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
	[0 – 1000 (ppm)]	±1 % FE
	[0 – 5000 (ppm)]	±1 % FE
NO <sub>2</sub>	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
N <sub>2</sub> O	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
H <sub>2</sub> O	[0 – 24 ( %Vol)]	±1 % FE
NH <sub>3</sub>	[0 – 1000 (ppm)]	±1 % FE
SO <sub>2</sub>	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
HCHO	[0 – 500 (ppm)]	±1 % FE
HCOOH	[0 – 100 (ppm)]	±1 % FE
CH <sub>4</sub>	[0 – 500 (ppm)]	±1 % FE
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	[0 – 500 (ppm)]	±1 % FE
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
1, 3 – C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
iso – C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	[0 – 200 (ppm)]	±1 % FE
C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	[0 – 500 (ppm)]	±1 % FE
C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	[0 – 500 (ppm)]	±1 % FE

La señal que recibe el detector en el interferómetro de Michelson corresponde a la transformada de Fourier de la distribución espectral de la fuente infrarroja en estudio. Esta señal recibe el nombre de interferograma. Una vez que se conoce el interferograma por medida directa, se puede obtener la distribución espectral de irradiancia de la fuente infrarroja con solo calcular la transformada de Fourier inversa.

### 3.3.2.2. Medida de opacidad

Para la evaluación del nivel de humos que contiene el gas de escape se han empleado dos equipos: un sistema *AVL-415S* [187] y un opacímetro *AVL-439* [188].

El principio de funcionamiento del medidor de humos *AVL-415S* se basa en la comparación mediante reflectometría del nivel de ensuciamiento de un papel por el

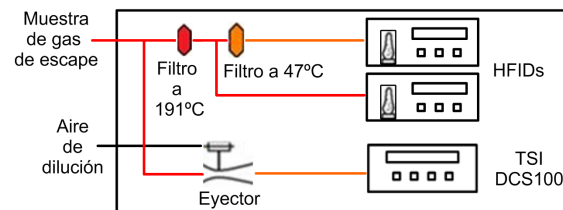


que se hace pasar un determinado volumen de muestra de escape. La comparación se realiza frente a un patrón, el cual es el papel blanco, y arroja medidas de unidades FSN<sup>9</sup> en una escala de 0 a 10 con un error del 0.01 % sobre el fondo de escala. Cabe destacar que este medidor de humos es de flujo parcial discontinuo por lo que no es posible utilizarlo en condiciones dinámicas de operación ya que se requieren sistemas de respuesta instantánea, siendo el tiempo necesario para realizar una medida de humos con este equipo de 30 segundos.

El equipo *AVL-439* es un opacímetro de tipo *Hartridge* y de flujo parcial continuo, basando su principio de medida en la atenuación de luz en un medio que contiene el gas. Los elementos esenciales para realizar tal medida son una fuente de luz, un camino óptico definido en el cual se encuentra el humo, y una fotocélula situada al final de este camino óptico que convierte la intensidad de la luz transmitida en intensidad de corriente. La medida que se obtiene se da en porcentaje de opacidad en un rango de 0 a 100 con un error del 0.1 % sobre el fondo de escala y/o en unidades de coeficiente de extinción de luz, es decir en  $[m^{-1}]$ . Este sistema, así como su principio de medida, será descrito detalladamente en el Capítulo 4 de la presente Tesis

### 3.3.2.3. Medida del material particulado

Para la medida del PM presente en el gas de escape se ha utilizado el analizador *HORIBA MEXA 1230-PM* [189]. Este equipo realiza la medida del PM de forma continua en dos fracciones diferenciadas, el SOF y el ISF. La Figura 3.3 muestra un esquema de cómo se realiza la medida del PM con este equipo.



**Figura 3.3:** Esquema del analizador *HORIBA MEXA 1230-PM*.

Mediante un cargador por difusión (DC<sup>10</sup>) acoplado a un sistema de dilución específico se realiza la medida de la fracción de ISF; y mediante dos detectores FID se realiza la medida de la fracción SOF. El total de PM se obtiene mediante la suma de los valores medidos de ISF y SOF. La ventaja que presenta este equipo es la posibilidad de medir en tiempo real la concentración de la masa de partículas emitidas, diferenciando su estado físico-químico. A continuación se detallan los dos principios de medida que incorpora este equipo.

<sup>9</sup>Del inglés *Filter Smoke Number*

<sup>10</sup>Del inglés *Diffusion Charger*

#### ■ Medida de la concentración de hollín

La medida del hollín se realiza por medio de un cargador por difusión *TSI DCS-100* [190]. El proceso de cargado de las partículas se produce como consecuencia de colisiones al azar entre iones eléctricos y partículas. Estos iones se unen a las partículas por difusión Browniana, y al producirse estas colisiones, los iones son atrapados por las partículas y éstas adquieren su carga. Después de la sección en la cual se produce el cargado, los iones residuales son eliminados en un electrodo que actúa como trampa de iones en la que el voltaje aplicado es bajo.

Por ultimo, las partículas son precipitadas en el interior de un filtro aislado eléctricamente, y entonces la corriente del filtro es medida usando un amplificador sensible de corriente, siendo esta intensidad proporcional a la cantidad de hollín presente en el gas analizado.

#### ■ Medida del SOF

Para realizar la medida del SOF se utilizan dos detectores HFID en paralelo [191]. El método consiste en mantener la muestra de gas de escape que va a llegar a los HFIDs por encima de los 191°C, haciéndola pasar por un filtro para eliminar toda la fracción de hollín y permitiendo que todos los hidrocarburos permanezcan en fase gas. En un determinado momento, la muestra es dividida en dos ramales diferentes: un ramal es mantenido a 191°C, desembocando en un analizador HFID que cuantifica todos los HC presentes; el otro ramal es enfriado a 47°C y desemboca en un filtro de membrana *TX40HI20-WW* que permite atrapar los HC pesados y condensados debido a la reducción de temperatura que se realiza en la línea. El segundo HFID, por tanto, solo mide los HC ligeros que consiguen mantenerse en fase gas a pesar de ser enfriados.

Mediante la comparación de las dos lecturas de HC y la aplicación de unos coeficientes se puede obtener una medida de la concentración másica de SOF que se encuentra en el gas de escape.

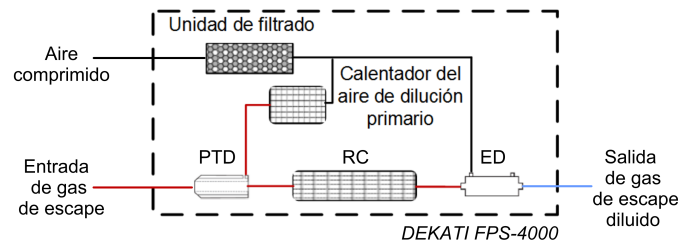
#### 3.3.2.4. Medida de la concentración numérica de partículas

Referente a la realización de la medida de la concentración numérica de partículas se han utilizado dos equipos en serie. Por un lado, se ha usado un minitunel de dilución parcial *DEKATI FPS-4000* [192] como sistema de acondicionamiento de la muestra del gas de escape antes de ser introducida en el propio equipo de medida; y por otro lado, un espectrómetro *TSI EEPS-3090* [193] encargado de medir la concentración de partículas de dicha muestra.

#### ■ Minitunel de dilución parcial *DEKATI FPS-4000*

El sistema de dilución que se ha utilizado posee dos etapas de acondicionamiento:

una dilución primaria mediante tubo poroso (PTD<sup>11</sup>), una cámara de residencia (RC<sup>12</sup>), y una dilución secundaria mediante eyector (ED<sup>13</sup>). La Figura 3.4 muestra un esquema de la configuración del sistema de dilución.



**Figura 3.4:** Esquema del sistema de dilución DEKATI FPS-4000.

El tubo poroso está compuesto por una serie de orificios perforados de  $150\ \mu\text{m}$  por los que se introduce el caudal de aire de dilución minimizando, de este modo, la pérdida de partículas en las paredes del sistema [194]. El aire de dilución es controlado mediante orificios calibrados [195] y puede ser calentado mediante resistencias eléctricas hasta un máximo de  $350^\circ\text{C}$ . Todo este sistema se encuentra rodeado por una camisa que permite el calentamiento de todos los elementos.

La segunda fase de la dilución se realiza mediante un sistema de eyector situado aguas abajo de la dilución primaria en el tubo poroso. El eyector succiona la muestra diluida mediante un sistema de baja presión generada por él mismo. Esta muestra previamente diluida se mezcla con el aire de dilución secundario, generando una mezcla homogénea y estable, estando el flujo de aire secundario que se introduce en el sistema también controlado mediante agujeros calibrados [196].

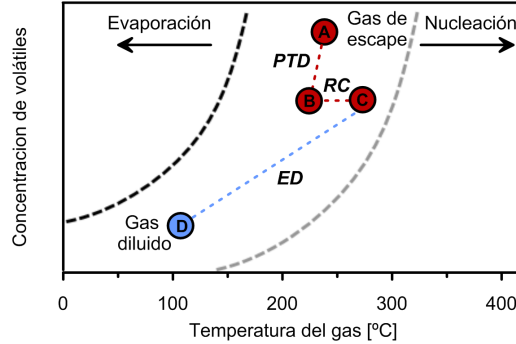
Puesto que las condiciones bajo las que se diluye el gas de escape tiene gran influencia sobre la medida de la distribución de tamaño de partículas [197] produciendo la generación de nuevas partículas o eliminando algunas existentes, se ha seguido la metodología desarrollada por Linares [22, 198] para el muestreo del gas de escape. La Figura 3.5 muestra el camino que sigue la muestra de gas de escape desde que entra hasta que sale del sistema de dilución utilizando la metodología citada.

La temperatura del aire de dilución primario se selecciona con un valor similar a la temperatura del gas de escape en el punto de muestreo, lo cual permite realizar una dilución isotérmica con la muestra del gas extraído (recorrido A  $\rightarrow$  B en la Figura 3.5), lo que permite reducir la concentración de compuestos volátiles precursores de nuevas partículas sin que lleguen a generar nuevas [199]. Después, el gas entra a una cámara de residencia que se mantiene calefactada

<sup>11</sup>Del inglés *Porous Tube Diluter*

<sup>12</sup>Del inglés *Residence Chamber*

<sup>13</sup>Del inglés *Ejector Diluter*



**Figura 3.5:** Diagrama de fases de la muestra de aerosol de escape en las diferentes etapas de sistema de dilución con la metodología aplicada.

(recorrido  $B \rightarrow C$ ), permitiendo que se estabilicen las partículas previamente diluidas [200]. Por último, en el eyector, el gas de escape se mezcla con aire frío produciéndose la segunda dilución. En esta fase se reduce la temperatura de la muestra así como la concentración de partículas (recorrido  $C \rightarrow D$ ). En este punto, la muestra ya se encuentra acondicionada para ser introducida en el espectrómetro de medida.

#### ■ Espectrómetro de medida *TSI EEPS-3090*

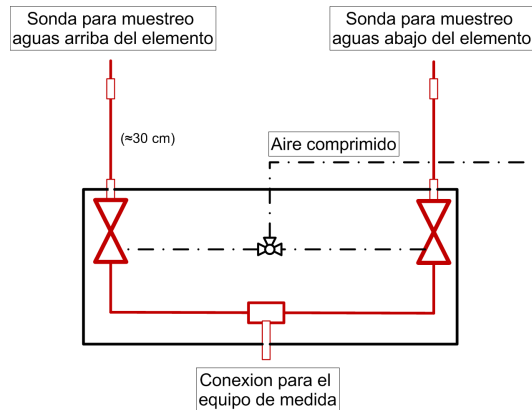
El *TSI EEPS-3090* es un espectrómetro destinado a la medida de la distribución de tamaño de partículas (PSD<sup>14</sup>) presente en aerosoles de escape. Es un equipo de medida rápido que puede ser empleado en condiciones dinámicas de operación ya que su tiempo de respuesta es de 1Hz, siendo capaz de evaluar la concentración de partículas en un rango de 5 a 560 nm con una discretización de 32 electrómetros (diámetros de partícula). La configuración de electrómetros en serie, tal y como dispone este equipo, es utilizada para obtener una respuesta de alta resolución y con un bajo nivel de ruido [201]. En el Capítulo 4 se profundizará en el principio de medida, así como en las Ecuaciones por las que se gobierna este equipo.

#### 3.3.3. Dispositivo para la medida de eficiencia en un sistema de post-tratamiento

Puesto que en los trabajos realizados se ha evaluado la eficiencia de los sistemas de post-tratamiento de los motores a estudio, se utilizaron diversos selectores de línea calefactados modelo *IAG MSJ02-HL* [202]. Este dispositivo cuenta con dos entradas

<sup>14</sup>Del inglés *Particle Size Distribution*

de gases y una única salida a la que se conecta el analizador de gases. La Figura 3.6 muestra un esquema de cómo funciona este selector.



**Figura 3.6:** Esquema de los selectores de línea calefactados utilizados para la medida de la eficiencia en un sistema de post-tratamiento.

En cada línea de entrada se sitúa una válvula de apertura o cierre total que permite la entrada de gases escape desde la zona donde está instalada la sonda de muestreo. Estas válvulas están pilotadas neumáticamente por una válvula de tres vías que selecciona una u otra, en función de si se quiere medir aguas-arriba o aguas-abajo del elemento a evaluar. El bloque donde se encuentran todos los elementos de control, las válvulas, así como las líneas de muestreo, están calefactados a una temperatura de  $191^{\circ}\text{C}$  para evitar la condensación de hidrocarburos pesados.

Cabe destacar que este sistema fue empleado en modos de operación estacionarios, donde el motor se encuentra en un estado termofluidodinámico estabilizado y las muestras de gas de escape tienen una composición química estable.

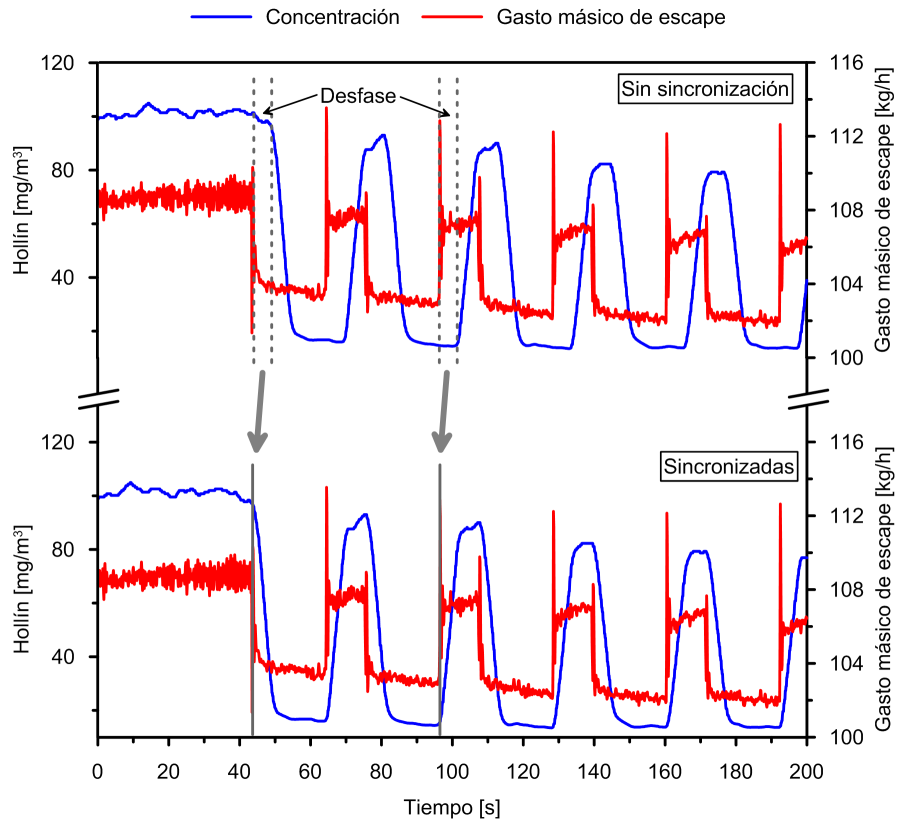
### 3.4. Cálculos y procesamiento de datos para su análisis

#### 3.4.1. Sincronización y ajuste temporal de las señales en condiciones dinámicas de operación

Cuando se emplean condiciones dinámicas de funcionamiento, los datos generados por los diferentes analizadores de gases de escape presentan cierto desfase con las señales de los diferentes procesos medidos en el motor. Este retraso es debido a una

serie de factores como son: la geometría de la línea de escape desde la salida del cilindro hasta el punto de muestreo, la longitud de la línea de muestreo, los secadores de muestra de gas introducido, o el tiempo de respuesta del propio analizador; o porque los equipos donde se registran las señales son diferentes y es prácticamente imposible registrar todos los parámetros de medida en el mismo instante.

Para sincronizar las diferentes señales registradas se empleó el procedimiento descrito por *Arregle et al.* [203]. Este procedimiento consiste en obtener la derivada respecto al tiempo de cada señal, y establecer que el tiempo de fase será el valor correspondiente al tiempo transcurrido desde el primer cambio significativo entre las derivadas de ambas señales. Este proceso se realiza calando adecuadamente la matriz de datos registrada en los equipos de emisiones contaminantes con la matriz registrada en los sistemas de adquisición del banco de ensayos. La Figura 3.7 muestra el desfase entre las señales en un ciclo aleatorio, y las señales una vez sincronizadas.



**Figura 3.7:** Sincronización de las señales medidas.

Para realizar la sincronización, las señales procedentes de los diferentes equipos de emisiones, ya sean de compuestos gaseosos o de partículas, se sincronizaron tomando como referencia la señal de masa de escape  $\dot{m}_{esc}$  calculada mediante la Ecuación 3.3. Este método permite sincronizar la concentración de los compuestos contaminantes con el aire y el combustible empleado para cada ciclo de combustión a través de los dos métodos descritos en los apartados 3.3.1.1 y 3.3.1.2. En este sentido, cada ciclo de combustión es función de la señal de masa de aire y combustible que ordena la ECU para alcanzar las condiciones deseadas, por lo que el uso de ambas señales permite una sincronización exacta.

$$\dot{m}_{esc} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{fuel} \quad (3.3)$$

### 3.4.2. Cálculo de los índices de emisión de compuestos gaseosos

En este apartado se recogen los cálculos necesarios para obtener los índices de emisión de compuestos contaminantes a partir de las medidas que proporcionan los equipos, y que serán usado para el posterior análisis y comparación de resultados.

El primer paso es la obtención del gasto másico del compuesto que se desea evaluar. Para ello, en la Ecuación 3.5 se describen las variables necesarias a obtener para poder calcular el gasto másico del compuesto gaseoso:

$$\dot{m}_{i,g} = y_{i,g} \cdot \dot{m}_{esc} \quad (3.4)$$

Donde  $\dot{m}_{esc}$  es el gasto másico de escape e  $y_{i,g}$  la fracción másica del compuesto gaseoso  $i$ , definida como:

$$y_{i,g} = x_{i,g} \cdot \frac{PM_{i,g}}{PM_{esc}} \quad (3.5)$$

Siendo  $x_{i,g}$  la fracción molar del compuesto  $i$ ,  $PM_{i,g}$  el peso molecular del compuesto  $i$ , y  $PM_{esc}$  el peso molecular del gas de escape<sup>15</sup>. En la Tabla 3.10 se muestra un resumen de los pesos moleculares que se han empleado para cada compuesto que han sido posible medir.

---

<sup>15</sup>Se puede considerar que el peso molecular del gas de escape es similar al peso molecular del aire

**Tabla 3.10:** Pesos moleculares de los compuestos gaseosos medidos.

Orgánicos		Inorgánicos	
Compuesto	PM <sub>i,g</sub> [kg/kmol]	Compuesto	PM <sub>i,g</sub> [kg/kmol]
HC	13.018	CO	28
HCHO	30.026	CO <sub>2</sub>	44
HCOOH	46.025	NO	30.003
CH <sub>4</sub>	16.042	NO <sub>2</sub>	46.002
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.053	NO <sub>x</sub>	46
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.069	N <sub>2</sub> O	44.006
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.081	NH <sub>3</sub>	17.027
1, 3 – C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	54.091	H <sub>2</sub> O	18.01
iso – C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.107	SO <sub>2</sub>	64.024
C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78.113		
C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	96.140		

Como los experimentos se han realizado tanto en condiciones de funcionamiento estacionarias como dinámicas, las unidades en las que se expresan los índices de emisión son diferentes:

- Cuando los ensayos se realizan en condiciones estacionarias de funcionamiento, los índices de emisión se expresan en función de la potencia mecánica efectiva entregada por el motor, es decir en  $[mg/kWh]$ . La Ecuación 3.6 define cómo se calcula este índice, donde  $N_e$  es la potencia efectiva entregada por el motor.

$$I_{g,est} = \frac{\dot{m}_{i,g}}{N_e} \quad (3.6)$$

- Sin embargo, cuando los ensayos se realizan siguiendo el ciclo dinámico de homologación para vehículos ligeros, los índices de emisión se expresan en función de la distancia recorrida, es decir en  $[mg/km]$ . La Ecuación 3.7 define cómo se calcula este índice, donde  $L_{rec}$  es la longitud recorrida durante el ciclo dinámico realizado. En este caso, puesto que el ciclo dinámico que se ha simulado es el NEDC, la longitud recorrida corresponde a 11 km.

$$I_{g,din} = \frac{\dot{m}_{i,g}}{L_{rec}} \quad (3.7)$$

#### 3.4.2.1. Corrección de los óxidos de nitrógeno por humedad ambiente.

Según la normativa 1999/96/EC sobre medida de emisiones contaminantes gaseosas que emiten los MCIA destinados a la propulsión de vehículos, es necesario



realizar una serie de correcciones a los valores de concentración de NOx medidos con los diferentes analizadores.

Esta corrección tiene en cuenta la humedad y temperatura del ambiente donde se encuentra instalado el motor. En este caso, como los motores se encuentran instalados en una sala de ensayo, la humedad y la temperatura serán las de la sala de ensayo. La Ecuación 3.8 muestra los cálculos necesarios para obtener el coeficiente de corrección  $k_{NOx}$ :

$$k_{NOx} = \frac{1}{1 - 0,0182 \cdot (H_a - 10,71) + 0,0045 \cdot (T_{amb} - 298)} \quad (3.8)$$

Donde  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente y  $H_a$  es la humedad absoluta del aire, definida según la Ecuación 3.9:

$$H_a = \frac{6,22 \cdot R_a \cdot p_a}{p_{amb} - R_a \cdot p_a \cdot 10^{-2}} \quad (3.9)$$

Siendo  $R_a$ ,  $p_{amb}$  y  $p_a$ , la humedad relativa, la presión barométrica total y la presión de saturación del aire ambiente respectivamente.

#### 3.4.2.2. Corrección de los compuestos por secado de la muestra a analizar

La segunda corrección que se debe aplicar tiene en cuenta la humedad de la muestra que se extrae de la línea de escape. En este caso, algunos equipos de medida poseen secadores para eliminar la humedad de la muestra antes de pasar por los analizadores y de este modo prevenir interferencias en la medida de éstos, por lo que es necesario corregir a *posteriori* las concentraciones medidas. Según el compuesto y el equipo será necesario corregir o no con este factor:

- En el caso del analizador múltiple *HORIBA MEXA 7100-DEGR*, solo el CO, CO<sub>2</sub> y NOx se han analizado en base seca, por lo que es necesario corregirlos. Los HC, en cambio, se han medido en base húmeda, por lo que no es de aplicación esta corrección.
- En el caso del analizador *HORIBA MEXA 6000-FT*, todos los compuestos se miden en base húmeda, por lo que no es de aplicación esta corrección a ningún compuesto.

Esta corrección  $K_w$  se calcula de acuerdo a la Ecuación 3.10:

$$K_w = 1 - \frac{1,969}{\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{fuel}}} \cdot (1 + H_a \cdot 0,001) - K_{w,2} \quad (3.10)$$

donde  $\dot{m}_{aire}$  y  $\dot{m}_{fuel}$  son el gasto másico de aire trasegado y el consumo de combustible del motor respectivamente,  $H_a$  la humedad absoluta del aire previamente definida en la Ecuación 3.9, y  $K_{w,2}$  la constante de humedad del aire ambiente, definida por la Ecuación 3.11

$$K_{w,2} = \frac{1,608 \cdot H_a}{1000 + (1,608) \cdot H_a} \quad (3.11)$$

### 3.4.3. Cálculo de los índices de emisión másica de hollín

Tal y como se ha explicado para el caso de los compuestos gaseosos, los índices de emisión de la masa de PM se calculan en función del tipo de ensayo realizado.

- Cuando los ensayos se realizan en condiciones estacionarias de funcionamiento, los índices de emisión se expresan en función de la potencia mecánica efectiva entregada por el motor, es decir en  $[mg/kWh]$ , tal y como se ha detallado en la Ecuación 3.6.
- En cambio, cuando los ensayos se realizan siguiendo el ciclo dinámico de homologación para vehículos ligeros, los índices de emisión se expresan en función de la distancia recorrida, es decir en  $[mg/km]$ , según la Ecuación 3.7.

El cálculo de la emisión másica de hollín ( $\dot{m}_{i,hollin}$ ) se ha realizado utilizando la concentración volumétrica de este compuesto ( $\rho_{hollin}$ ) proporcionada por el analizador *HORIBA MEXA 1230-PM* y el gasto volumétrico de escape ( $\dot{V}_{esc}$ ), según muestra la Ecuación 3.14.

$$\dot{m}_{i,hollin} = \dot{V}_{esc} \cdot \rho_{hollin} \quad (3.12)$$

En esta Ecuación,  $\dot{V}_{esc}$  se calcula con las condiciones locales de muestreo, es decir, con el flujo másico de escape ( $\dot{m}_{esc}$ ) y la densidad de los gases de escape ( $\rho_{esc}$ ) en el punto de extracción de la muestra, tal y como describe la Ecuación 3.14.

$$\dot{V}_{esc} = \frac{\dot{m}_{esc}}{\rho_{esc}} \quad (3.13)$$

Por último, la densidad de los gases de escape ( $\rho_{esc}$ ) se ha calculado como:

$$\rho_{esc} = \frac{p_{esc}}{R \cdot T_{esc}} \quad (3.14)$$

Donde  $p_{esc}$  y  $T_{esc}$  son la presión y la temperatura de los gases de escape en el punto de muestreo respectivamente; y  $R$  la constante universal de los gases.

#### 3.4.3.1. Corrección de la masa de hollín por humedad ambiente

Según la normativa 1999/96/EC sobre medida de emisión másica de partículas que emiten los MCIA destinados a la propulsión de vehículos, es necesario realizar una corrección a los valores de dicha emisión.

Esta corrección tiene en cuenta la humedad del ambiente donde se encuentra instalado el motor. En este caso, como los motores se encuentran instalados en una sala de ensayo, la humedad será la de la sala de ensayo. La Ecuación 3.15 muestra los cálculos necesarios para obtener el coeficiente de corrección  $k_p$ :

$$k_p = \frac{1}{1 - 0,0133 \cdot (H_a - 10,71)} \quad (3.15)$$

#### 3.4.4. Cálculo de la eficiencia en un sistema de post-tratamiento

El método adoptado para el cálculo de la eficiencia de un sistema de post-tratamiento está basado en la medida de la concentración del compuesto que se desea evaluar aguas-arriba y aguas-abajo del dispositivo. La Ecuación 3.16 muestra el modo de cálculo de dicha eficiencia:

$$Eficiencia = 100 - \frac{x_{i,down}}{x_{i,up}} \cdot 100 \quad (3.16)$$

Donde,  $x_{i,up}$  y  $x_{i,down}$  son las fracciones molares del compuesto  $i$  aguas-arriba y aguas-abajo del elemento a evaluar respectivamente.

#### 3.4.5. Separación de las diferentes modas de la concentración numérica de partículas total

Para poder obtener una buena precisión a la hora de separar las diferentes modas de la concentración de partículas medida, la distribución de tamaño de partículas

puede ser descompuesta según la Ecuación 3.17, de acuerdo con *Seinfeld and Pandis* [69]. Esta ecuación establece que la distribución de tamaño de partículas total es la suma de la distribución de ambas modas asumiendo una distribución de función logarítmica-normal.

$$\begin{aligned} \frac{dN_i}{d \log dp_i} = & \frac{1-x}{\sqrt{2\pi} \log \sigma_{g1}} \exp \left[ -\frac{\log^2 \left( \frac{dp_1}{dp_{g1}} \right)}{2 \log^2 \sigma_{g1}} \right] + \\ & + \frac{x}{\sqrt{2\pi} \log \sigma_{g2}} \exp \left[ -\frac{\log^2 \left( \frac{dp_2}{dp_{g2}} \right)}{2 \log^2 \sigma_{g2}} \right] \end{aligned} \quad (3.17)$$

En la Ecuación 3.17,  $x$  es el ratio entre la concentración de partículas pertenecientes a la moda acumulación y la concentración total de partículas de la distribución de tamaños,  $dp_1$ ,  $dp_2$ ,  $dp_{g1}$ ,  $dp_{g2}$ ,  $\sigma_{g1}$  y  $\sigma_{g2}$  son los diámetros medios geométricos, diámetros medios, y las desviaciones estándar geométrica de cada pico en cada moda, siendo  $N_i$  la concentración de partículas del diámetro  $dp_i$ . El ajuste se consigue minimizando la función cuadrática de error por medio del método de Nelder-Mead simple [204].

Diversos estudios proponen los límites de la moda nucleación entre 30 y 50 nm [70, 21, 20]. A lo largo de este trabajo, la descomposición de la distribución de tamaño de partículas en la moda nucleación se ha realizado de 5.6 a 30 nm. La moda acumulación se establece desde 30 a 560 nm

Por ultimo, para calcular la concentración de partículas total (TPN<sup>16</sup>) y el diámetro medio geométrico (GMD<sup>17</sup>) de una distribución de tamaño de partículas se han empleado la Ecuación 3.18 y la Ecuación 3.19, respectivamente.

$$PN = \sum_{dp(low)}^{dp(up)} dN_i \quad (3.18)$$

$$GMD = \frac{\sum_{dp(low)}^{dp(up)} dN_i \cdot \ln dp_i}{dN} \quad (3.19)$$

---

<sup>16</sup>Del inglés *Total Particle Number*

<sup>17</sup>Del inglés *Geometric Mean Diameter*

## Bibliografía del Capítulo 3

- [20] E. Fuentes. “Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaño de las partículas diesel”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2006 (vid. págs. 7, 82).
- [21] D. B. Kittelson. “Engines and nanoparticles: a review”. *Journal of Aerosol Science* 29 (1998), págs. 575-88 (vid. págs. 7, 26, 82, 143).
- [22] W. G. Linares. “Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operación del motor diesel”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013 (vid. págs. 8, 73, 225).
- [69] J. H. Seinfeld y S. N. Pandis. *Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*. John Wiley & Sons Inc. 2nd Edition. New Jersey: Hoboken, 2006 (vid. págs. 26, 82).
- [70] M. Lapuerta, O. Armas y A. Gómez. “Diesel particle size distribution estimation from digital image analysis”. *Aerosol Science and Technology* 37(4) (2003), 369-381(13) (vid. págs. 26, 82).
- [173] U.-E. 590:2014. *Combustibles para automoción. Requisitos y métodos de ensayo*. (2014) (vid. págs. 64, 129).
- [174] Z. G. Liu, V. N. Vasys y D. B. Kittelson. “Nuclei-mode particulate emissions and their response to fuel sulfur content and primary dilution during transient operations of old and modern diesel engines”. *Environmental Science & Technology* 41(18) (2007), págs. 6479-6483 (vid. págs. 64, 145).
- [175] D. B. Kittelson, M. Arnold y W. F. Watts. “Review of Diesel Particulate Matter Sampling Method: Final Report.” *University of Minnesota, Department of Mechanical Engineering. Center for Diesel Research* (1999) (vid. pág. 64).
- [176] M. Hirata. “The contribution of engine oil to emission-controlled vehicles”. *Tribology International* 27(1) (1994), págs. 45-50 (vid. pág. 64).
- [177] J. D. Anderson, B. G. A. Wedekind, D. Hall, R. Stradling, C. Barnes y G. Wilson. “Particle research program. Sampling and measurement experiences”. *SAE Technical Report* 2000-01-2850 (2000) (vid. pág. 64).
- [178] *STARS Engine - Test Automation System for Engine Testing. HORIBA GmbH. User Manual*. (Vid. pág. 65).
- [179] *ABB Sensyflow. Thermal air-mass flowmeter for test rigs and quality assurance. Operation and Service manual*. (Vid. pág. 65).
- [180] M. Nabavi y K. Siddiqui. “A critical review on advanced velocity measurement techniques in pulsating flow”. *Measurement Science and Technology* 21 (2010), pág. 042002 (vid. pág. 65).
- [181] *AVL 733S Dynamic Fuel Meter. AVL LIST GMBH. Graz. User Manual*. (Vid. pág. 65).

- [182] J. Galindo, V. Bermúdez, J. R. Serrano y J. J. López. “Cycle to cycle diesel combustion characterisation during engine transient operation”. *SAE Technical Paper* 2001-01-3262 (2001) (vid. pág. 65).
- [183] J. M. Desantes, J. Arrègle, S. Molina y M. Lejeune. “Influence of the EGR rate, oxygen concentration and equivalent Fuel/Air ratio on the combustion behavior and pollutant emissions of a heavy-duty diesel engine”. *SAE International* 2000-01-1813 (2000) (vid. pág. 66).
- [184] M. Lapuerta, J. J. Hernandez y F. Gimenez. “Evaluation of exhaust gas recirculation as a technique for reducing diesel engine NOx emission.” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 214(1) (2000), págs. 85-93 (vid. pág. 66).
- [185] *HORIBA MEXA 7100-DEGR. Regulated Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual.* (Vid. págs. 67, 122, 195).
- [186] *HORIBA MEXA 6000 F-TIR. FTIR Engine Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual.* (Vid. págs. 67, 122, 159).
- [187] *AVL 2001. Smoke measurement. AVL LIST GmbH. Graz.* (Vid. pág. 70).
- [188] *AVL 439 Opacimeter. AVL LIST GmbH. Graz. User Manual.* (Vid. págs. 70, 90, 159).
- [189] *HORIBA MEXA 1230-PM. Particle Matter Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual.* (Vid. pág. 71).
- [190] *TSI. Model DCS-100. Diffusion charging sensor. Operation and Service Manual* (vid. págs. 72, 90, 92).
- [191] R. M. Montajir, T. Kusaka, Y. Bamba y M. Adachi. “A new concept for real-time measurement of particulate matter (Soot and SOF)”. *SAE Technical Paper* 2005-01-3605 (2005) (vid. págs. 72, 90).
- [192] *DEKATI. Model FPS-4000. Fine Smart Particle Sampler. User manual.* (Vid. págs. 72, 196).
- [193] *TSI. Model EEPS-3090. Engine Exhaust Particle Sizer Spectrometer. Operation and Service Manual.* (Vid. págs. 72, 90, 122, 159, 196).
- [194] P. Mikkanen, M. Moisio, J. Keskinen, J. Ristimäki y M. Marjamäki. “Sampling method for particle measurements of vehicle exhaust”. *SAE Technical Paper* 2001-01-0219 (2001) (vid. pág. 73).
- [195] J. Pyykonen, M. Miettinen, O. Sippula y A. Leskinen. “Nucleation in a perforated tube diluter”. *Journal of Aerosol Science* 38(2) (2007), págs. 172-191 (vid. pág. 73).
- [196] B. Giechaskiel, L. Ntziachristos y Z. Samaras. “Calibration and modelling of ejector dilutors for automotive exhaust sampling”. *Measurement Science and Technology* 15(11) (2004), págs. 2199-2206 (vid. pág. 73).

- [197] I. S. Abdul-Khalek, D. B. Kittelson y F. Brear. “The Influence of dilution conditions on diesel exhaust particle size distribution measurements”. *SAE International* 1999-01-1142 (1999) (vid. pág. 73).
- [198] J. M. Desantes, V. Bermúdez, S. Molina y W. G. Linares. “Methodology for measuring exhaust aerosol size distributions using an engine test under transient operating conditions”. *Measurement Science and Technology* 22(11) (2011), pág. 115101 (vid. págs. 73, 143).
- [199] U. Mathis, M. Mohr y R. Zenobi. “Effect of organic compound on nanoparticle formation in diluted diesel exhaust”. *Atmospheric Chemistry and Physics* 4(3) (2004), págs. 609-620 (vid. págs. 73, 145).
- [200] R. M. Montajir, T. Kawai, Y. Goto y M. Odaka. “Thermal conditioning of exhaust gas: Potential for stabilizing diesel Nano-Particles”. *SAE Technical Paper* 2005-01-0187 (2005) (vid. pág. 74).
- [201] T. Johnson, R. Caldow, A. Pocher, A. Mirme y D. & Kittelson. “An engine exhaust particle sizer spectrometer for transient emission particle measurements”. *SAE Technical Paper* 2004-01-1341 (2004) (vid. págs. 74, 89).
- [202] IAG. *Model MSJ02-HL heated gas junction with heated line controllers. Operating Manual* (vid. págs. 74, 122, 159, 195).
- [203] J. Arrègle, V. Bermúdez, J. R. Serrano y E. Fuentes. “Procedure for engine transient cycle emission testing in real time”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 30 (2006), págs. 485-96 (vid. págs. 76, 89).
- [204] J. A. Nelder y R. Mead. “A simplex method for function minimization”. *Computer Journal* 7 (1965), págs. 308-313 (vid. pág. 82).





## Capítulo 4

# Metodología para la medida de hollín *online*

### Índice

---

4.1. Introducción . . . . .	<b>88</b>
4.1.1. Objetivo . . . . .	89
4.2. Metodología experimental . . . . .	<b>90</b>
4.2.1. Técnicas ópticas y eléctricas para la medida de partículas . . . . .	92
4.2.2. Plan de ensayos . . . . .	96
4.2.2.1. Metodología de ensayos y estudio de la sensibilidad de la medida de concentración de hollín . . . . .	97
4.3. Selección del ratio de dilución óptimo para la medida de la concentración de hollín . . . . .	<b>98</b>
4.3.1. Medida de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación . . . . .	101
4.4. Correlaciones propuestas para la estimación del hollín en condiciones dinámicas de operación . . . . .	<b>103</b>
4.4.1. Obtención de las correlaciones para motores MEC-Di . . . . .	104
4.4.1.1. Validación de las correlaciones para motores MEC-Di . . . . .	107
4.4.2. Obtención de las correlaciones para motores MEP-Di . . . . .	108
4.4.2.1. Validación de la correlación para motores MEP-Di . . . . .	109
4.5. Conclusiones . . . . .	<b>111</b>
Bibliografía del Capítulo . . . . .	<b>116</b>

---

## 4.1. Introducción

Desde principios de los años 90, las diferentes legislaciones adoptadas en Europa han limitado la masa de partículas emitidas en los MCIA. El estándar de homologación para vehículos ligeros está basado en la cuantificación, a través del método gravimétrico, de todo el material particulado emitido durante el ciclo NEDC [205]. Sin embargo, este método presenta dos grandes inconvenientes. Uno de los problemas asociados es el tiempo necesario para obtener suficiente masa de material particulado en los filtros de recolección. Debido a la incursión de los DPFs en la línea de escape de los motores MEC, la masa de hollín emitida aguas-abajo de estos dispositivos es muy reducida. Así pues, con la duración de los ciclos de homologación que actualmente están implantados, no se produce la acumulación suficiente de hollín para obtener un pesado representativo, por lo que las incertidumbres asociadas son muy elevadas [206, 207]. Otro de los problemas derivados de este método es que se produce la adsorción de ciertos compuestos en el filtro durante el proceso de recolección, los cuales son cuantificados en la masa final emitida [208].

Debido a estos inconvenientes, si se desea realizar la separación de las fracciones del material particulado, es decir separar la fracción ISF del SOF, es necesario seguir una rigurosa metodología para el análisis del hollín atrapado en los filtros; teniéndose que realizar la extracción de la fracción volátil de material particulado mediante el delicado y lento método Soxhlet [65, 209, 210]. Además, el método gravimétrico solamente arroja la cuantificación de la masa final emitida durante un periodo de tiempo, no permitiendo obtener la concentración instantánea de hollín en el gas de escape. Esto supone un gran problema a la hora de realizar la calibración de los motores para su óptimo funcionamiento con bajas emisiones de hollín en condiciones dinámicas de operación.

Así pues, cada vez más, se está incrementando el uso de nuevos analizadores capaces de realizar medidas instantáneas y transitorias de estos compuestos, tales como la detección de hollín mediante técnicas fotoacústicas (PASS<sup>1</sup>) [211, 212], técnicas de láser inducido incandescente (LII<sup>2</sup>) [213, 214], uso de microbalanzas (TEOM<sup>3</sup>) [215, 216], analizadores de movilidad diferencial (DMS<sup>4</sup>) [217, 218], o mediante impactadores inerciales eléctricos de baja presión (ELPI<sup>5</sup>) [219, 220]. El empleo de todo este tipo de analizadores abre las puertas a establecer condiciones óptimas para estos equipos que permitan obtener medidas con la menor variación posible, ya que debido a que no son los estándares incluidos, no existe metodología aplicable para el uso de alguno de ellos.

---

<sup>1</sup>Del inglés *Photoacoustic Soot Sensor*

<sup>2</sup>Del inglés *Laser-Induced Incandescence*

<sup>3</sup>Del inglés *Tapered Element Oscillation Microbalance*

<sup>4</sup>Del inglés *Differential Mobility Spectrometer*

<sup>5</sup>Del inglés *Electrical Low Pressure Impactor*

A parte de los métodos basados en la medida de la masa del material particulado, se pueden utilizar diversos instrumentos para determinar la concentración numérica de partículas, la cual está estrechamente ligada a la concentración de hollín, y que también se usan para medir las distribuciones de tamaño. Generalmente estos instrumentos están diseñados para medir el diámetro de movilidad eléctrica de las partículas  $D_n$  y su concentración numérica, tales como los espectrómetros *TSI SMPS-3936* [221] y *TSI EEPS-3090* [201]. Estudios previos han demostrado, a través de un microscopio de alta resolución de transmisión de electrones que el hollín presente en el gas de escape está compuesto principalmente por partículas de la moda acumulación [222]. De este modo, la medida simultánea de la concentración de partículas de la moda acumulación y de la concentración másica de hollín puede revelar de qué manera están relacionadas ambas.

De todas las sustancias que componen el PM de los gases de escape de los MCIA, el hollín está reconocido como el principal compuesto causante de la opacidad del humo emitido [223]. La técnica de extinción de luz y los equipos que la emplean son generalmente usados para la medida de la opacidad de los gases de escape. Sin embargo, esta opacidad no solo se debe a la concentración de hollín ya que la morfología de las partículas juega un papel fundamental en la desviación de la medida de opacidad realizada. Esto es debido a causa de los procesos de refracción que ocasionan las irregularidades de la superficie de dichas partículas sobre la dispersión de luz [224]. Asimismo, otros factores tales como la temperatura del gas de escape, el flujo que atraviesa el analizador, o la condensación de agua producida por el enfriamiento de los gases de escape en la cámara de medida pueden provocar desviaciones en las medida de opacidad [225].

Durante la última década, diversos autores han ido desvelando cierta correlación entre las diferentes técnicas para la medida de la concentración de hollín [203, 226, 227]. Sin embargo, debido a la rápida evolución de los MCIA, estas correlaciones están obsoletas, proporcionando estimaciones erróneas de la cantidad de hollín emitida por los motores modernos. Además, la mayoría de estas correlaciones se obtuvieron construyendo curvas de aproximación a partir de medidas en condiciones estacionarias de operación con el método gravimétrico [227], por lo que es necesario la obtención de nuevas correlaciones para poder estimar de manera acertada la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación.

#### 4.1.1. Objetivo

El objetivo principal de este trabajo es desarrollar una metodología a emplear durante el proceso de medida directa *online* de la concentración de hollín en aerosoles de escape. Además, con el empleo de esta metodología se pretende correlacionar diferentes técnicas de medida que permitan estimación de la concentración instantánea de hollín durante condiciones dinámicas de operación.

En primer lugar se estudió como variaban las medidas de la concentración de hollín obtenidas en condiciones estacionarias de funcionamiento según los parámetros configurables del analizador empleado para ello, obteniendo los valores óptimos de uso; para después aplicar dicha configuración óptima de medida durante la realización de ciclos dinámicos, explorando y comprendiendo como influyen estos parámetros sobre la medida de la concentración de hollín durante ciclos de homologación NEDC. En segundo lugar, se obtuvieron correlaciones empíricas que permiten la estimación directa de la concentración de hollín en el escape de los MCIA a través de las diferentes técnicas de medida.

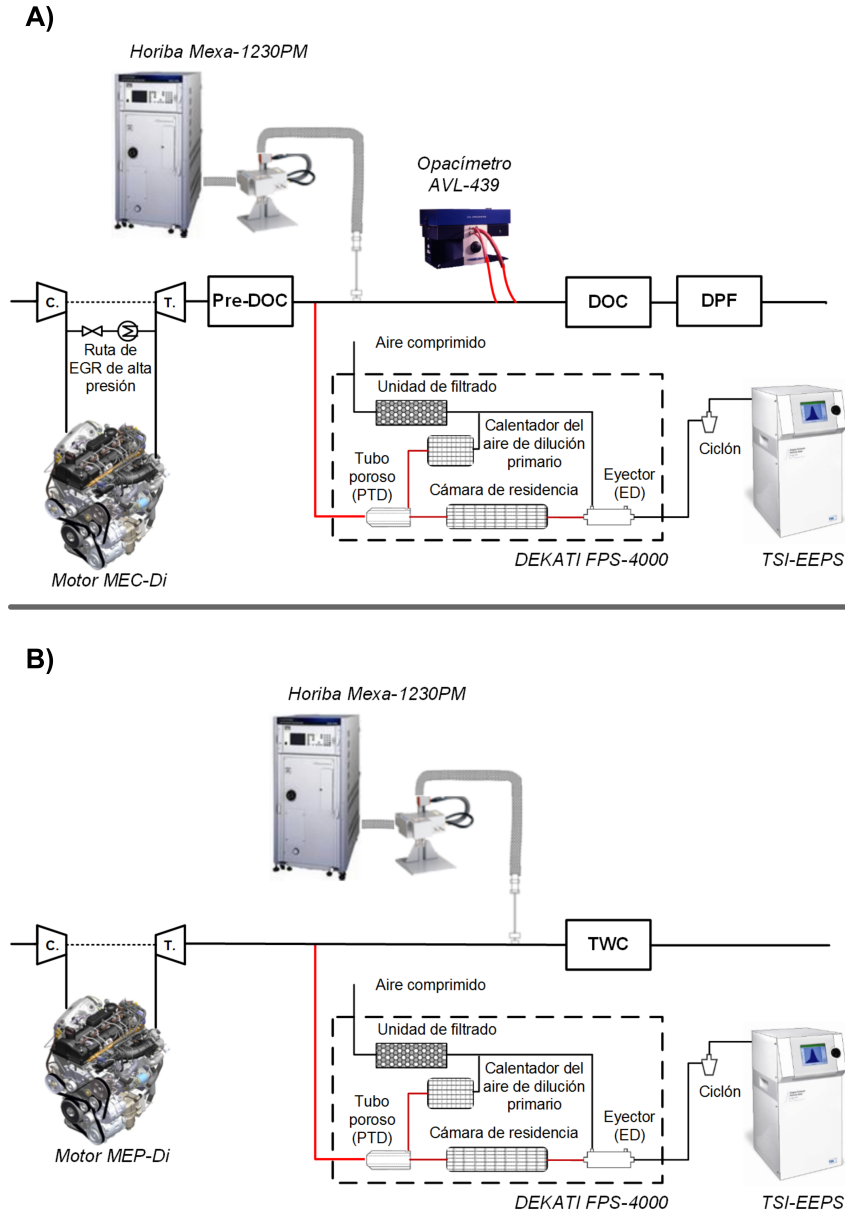
La técnicas de medida empleadas están basadas en la medida del coeficiente de extinción de luz ( $k$ ), la medida de la concentración de partículas de la moda acumulación en función de su movilidad eléctrica ( $PN_{Acum}$ ), y en la medida directa de la concentración de hollín ( $\rho_{hollin}$ ) a través de un difusor de carga. Estas correlaciones se proponen como herramientas para los usuarios que trabajan explorando nuevos modos de combustión, en la definición de estrategias de renovación de la carga o en el desarrollo de sistemas de post-tratamiento para calcular la masa de hollín que entra o sale de un elemento filtrante.

## 4.2. Metodología experimental

Para el desarrollo de este trabajo se utilizaron dos motores con diferentes conceptos de combustión o formación y encendido de la mezcla AF: un MEC-Di y un MEP-Di. Las características detallados de estos motores se encuentran detalladas en las Tablas 3.1 y 3.3 del Capítulo 3. Asimismo, los combustibles utilizados han sido los especificados en la Tabla 3.5 dentro de ese mismo Capítulo. Durante la realización de todos los ensayos experimentales se utilizaron las estrategias de gestión de los sistemas de sobrealimentación, inyección de combustible y EGR originalmente implementadas por los fabricantes.

Los tres analizadores utilizados para el desarrollo de la metodología y las correlaciones planteadas, así como su disposición en la línea de escape, se muestran en la Figura 4.1.A para el caso del motor MEC-Di, y en la Figura 4.1.B para el caso del motor MEP-Di.

Por un lado, se utilizó el espectrómetro *TSI EEPS-3090* para la medida de la concentración numérica de partículas [193], siendo un opacímetro *AVL-439* [188] el equipo empleado para medir la densidad de humo presente en el gas de escape. Por otro lado, como equipo de medida directo para la cuantificación de la concentración de hollín se empleó un analizador *HORIBA MEXA 1230-PM* [191], el cual incluye un sensor *TSI DCS-100* [190] como método de detección del hollín.



**Figura 4.1:** Representación esquemática de los diferentes equipos y su disposición para el desarrollo de las correlaciones para la medida de hollín en condiciones dinámicas de operación para A) el caso del motor MEC-Di y B) el caso del motor MEP-Di.

### 4.2.1. Técnicas ópticas y eléctricas para la medida de partículas

El segundo objetivo en el abordaje de este trabajo fue definir correlaciones experimentales para la medida de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación, por lo que se hizo necesario profundizar en el principio de medida que cada dispositivo usa para realizar la medición y comprender los fenómenos que los relacionan.

El equipo *TSI DCS-100* (incluido en el analizador *HORIBA MEXA 1230-PM*) es capaz de medir la concentración de hollín basando su principio de operación en un sensor por difusión de carga. El espectrómetro *TSI EEPS-3090* determina las distribuciones de tamaños de partículas, proporcionando las medidas gracias a la detección del diámetro de movilidad eléctrica de las partículas en una serie de electrómetros. Y por último, el opacímetro *AVL-439* usa la técnica de extinción de luz para determinar el porcentaje de luz absorbida por las partículas del gas de escape. La explicación de los diferentes principios se detalla a continuación:

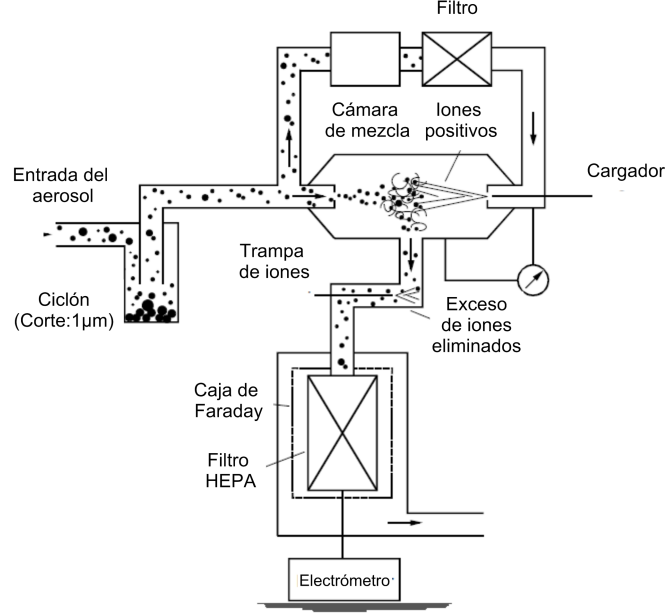
- **Técnica de medida de la concentración de hollín mediante difusor de carga.**

El sistema de medida *TSI DCS-100* es un dispositivo capaz de medir la superficie activa de las partículas que están presente en el gas de escape [190]. La superficie activa de las partículas ( $A_{tot}$ ) es proporcional a la cantidad de hollín presente en el aerosol de escape, tal y como muestra la Ecuación 4.1:

$$A_{tot} = \frac{1}{\sqrt{\frac{3 \cdot k_B \cdot T}{m_{ion}}}} \cdot \frac{dn}{dt} \quad (4.1)$$

En esta Ecuación,  $dn/dt$  es el descenso en la concentración de iones eléctricos debido a su empleo en el cargado de las partículas,  $k_B$  es la constante de Boltzman,  $T$  la temperatura del gas, y  $m_{ion}$  es la masa unitaria del ion eléctrico.

El principio de operación del equipo está basado en la generación de iones eléctricos en una corona de descarga de alto voltaje (cargador mostrado en la Figura 4.2). Estos iones atacan la superficie activa de las partículas de hollín que entran a la cámara de mezcla axial a través de fuerzas Brownianas [228], tal y como se muestra en el centro de de esa misma Figura 4.2. Por un lado, el exceso de iones sobrante que no son empleados en cargar las partículas de hollín son atraídos hacia una trampa de iones usando un electrodo de bajo voltaje a la salida de la cámara de mezcla. Por otro lado, las partículas cargadas son precipitadas en un electrómetro aislado eléctricamente donde es medida la intensidad generada por las cargas electricas adquiridas en las partículas (parte inferior de la Figura 4.2). Esta intensidad medida es directamente proporcional al ratio de deposición de



**Figura 4.2:** Esquemas de funcionamiento del sensor por difusión de carga TSI DCS-100.

iones sobre la superficie del hollín, siendo un indicador de la cantidad de iones que son absorbidos debido a la concentración de partículas. La Ecuación 4.2 expresa matemáticamente este proceso de cargado anteriormente explicado:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{I_c}{e_c} = -K \cdot PN_{Tot} \cdot n \quad (4.2)$$

En la Ecuación 4.2,  $I_c$  es la intensidad de corriente generada en la corona de alto voltaje,  $e_c$  es la carga elemental de ion eléctrico,  $n$  es la concentración inicial de iones eléctricos libres producidos en la corona de alto voltaje,  $K$  es el coeficiente de absorción de iones, el cual depende de la concentración de partículas [229]; y  $PN_{Tot}$  la concentración total de partículas polidispersas del aerosol de escape.

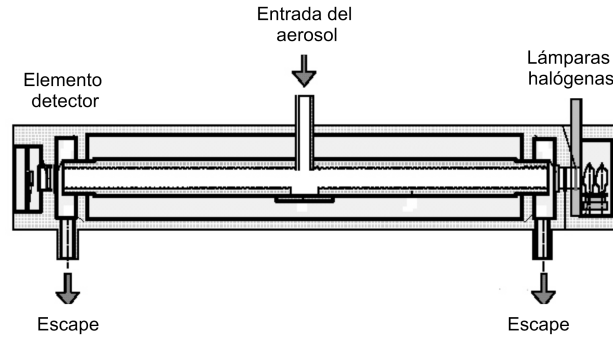
Recombinando las Ecuaciones 4.1 y 4.2, la superficie activa de las partículas puede expresarse en términos de la corriente eléctrica que proporciona el electrómetro del TSI DCS-100 ( $I_{DCS}$ ). La Ecuación 4.3 revela cómo es determinada la superficie activa de las partículas de hollín:

$$A_{tot} = \frac{1}{e_c \sqrt{\frac{3 \cdot kT}{m_{ion}}}} \cdot I_{DCS} \quad (4.3)$$

Por último, a través de cálculos internos y mediante coeficientes directamente proporcionales implementados en el propio analizador *HORIBA MEXA 1230-PM*, éste es encargado de transformar la superficie activa y expresarla en concentración volumétrica de hollín.

■ **Técnica de medida por extinción de luz.**

El principio de operación de los equipos que emplean esta técnica de medida está basado en la ley de *Beer-Lambert*, mediante la cual proporcionan de manera continua la señal de la densidad de humo presente en el gas de escape. La ley de *Beer-Lambert* relaciona la intensidad de la luz emitida en la cámara de medida ( $I_0$ ) (parte derecha de la Figura 4.3) con la intensidad de la luz detectada después de la extinción de luz llevada a cabo por el medio que atraviesa ( $I$ ) (parte izquierda de la Figura 4.3).



**Figura 4.3:** Esquemas de funcionamiento de la técnica de extinción de luz en el opacimetro AVL-439.

La relación entre las dos intensidades puede ser expresada por la Ecuación 4.4:

$$\frac{I}{I_0} = e^{-k \cdot L} \quad (4.4)$$

En esta Ecuación,  $k$  es el coeficiente de extinción luz del gas y es definido como la cantidad de luz que se extingue por unidad de longitud ( $L$ ), el cual se incrementa cuando crece la concentración de partículas presente en el medio [230]. En este equipo, la medida de opacidad es definida como  $N$  y puede variar en una escala de 0 a 100, y es proporcional a la extinción de luz dentro de la cámara de medida, tal y como se define en la Ecuación 4.5:

$$\frac{I}{I_0} = 1 - \frac{N}{100} = e^{-k \cdot L} \quad (4.5)$$



Aunque que el valor de  $N$  que proporcionan los equipos que emplean esta técnica es dependiente de la longitud de su cámara de medida ( $L$ ), es preferible el coeficiente de extinción de luz como medida normalizada de la opacidad, ya que éste no se muestra dependiente de la longitud de la cámara. El coeficiente de extinción de luz puede ser calculado a partir de la medida de la opacidad de acuerdo a la Ecuación 4.6:

$$k = \frac{-\ln(1 - \frac{N}{100})}{L} \quad (4.6)$$

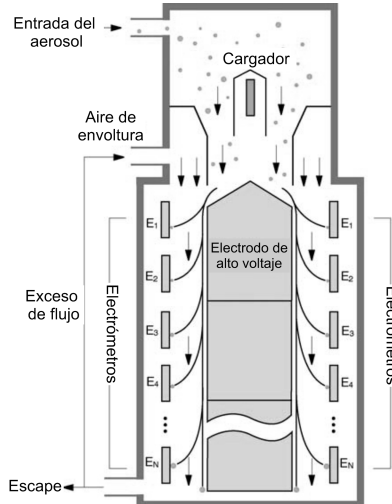
■ **Técnica de medida por espectrometría de movilidad eléctrica.**

Actualmente, el método extendido para la medida de las distribuciones de tamaño de partículas en condiciones estacionarias de motor se realiza a través del escaneado y barrido de la movilidad eléctrica de las partículas. Sin embargo, el proceso de escaneado de todo el rango de tensión para obtener la concentración de cada diámetro de partícula puede tardar varios minutos. En este sentido, gracias al desarrollo de analizadores de movilidad diferencial segmentados se ha reducido el tiempo necesario para tomar una medida de distribución de tamaño de partículas, permitiendo la obtención de PSDs en condiciones dinámicas de operación. Tal y como se ha comentado al inicio de este mismo apartado, se utilizó el equipo *TSI EEPS-3090* para realizar la medida de la distribución de tamaños de partícula. El principio de medida de este sistema está basado en la movilidad eléctrica ( $Z_p$ ) adquirida por las partículas en función de su diámetro, tal y como indica la Ecuación 4.7:

$$Z_p = \frac{n_c \cdot e_c \cdot C}{3 \cdot \pi \cdot D_n \cdot \mu} \quad (4.7)$$

donde  $n_c$  es el número de cargas de la partícula,  $C$  es el factor de corrección de Cunningham,  $\mu$  es la viscosidad del gas y  $D_n$  es el diámetro de la partícula.

La Figura 4.4 muestra el esquema de la técnica de medida de este equipo. En primer lugar, las partículas entran en la zona donde adquieren su carga eléctrica neta positiva (parte superior de la Figura 4.4). Como método para resolver el problema de las múltiples cargas eléctricas que muestran las partículas presentes en el gas de escape [231, 232], se emplean dos difusores de carga unipolares dispuestos en serie. En primer lugar, el difusor de carga negativo elimina todas las posibles cargas positivas con las que entran las partículas al sistema, proporcionándole una carga neta negativa y evitando así la sobrecarga del segundo cargador. Después, las partículas entran al cargador positivo donde adquieren una carga neta positiva, y de aquí a una batería de electrómetros situados en serie. Cada electrómetro detectan corriente eléctrica en un determinado rango ( $I_{c,EEPS,i}$ ), siendo capaces de asociar el rango de movilidad eléctrica a un rango estrecho de diámetro de partículas. Así pues, es posible generar una distribución de tamaño de partícula de forma continua.

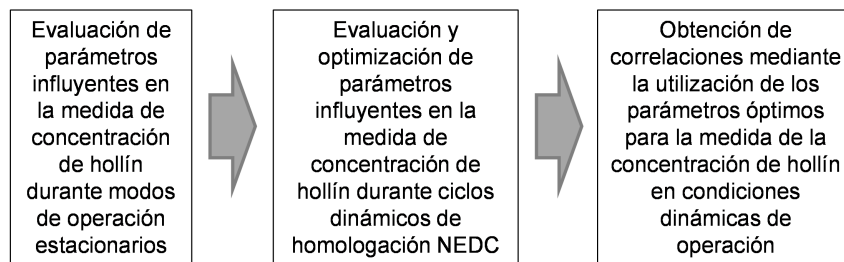


**Figura 4.4:** Esquemas de funcionamiento de la técnica de medida por espectrometría de movilidad eléctrica en el sistema TSI EEPS-3090.

#### 4.2.2. Plan de ensayos

Debido que el objetivo de este trabajo fue desarrollar una metodología para medida de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación y posteriormente obtener las correlaciones entre las diferentes técnicas, el plan de ensayos diseñado se extendió tanto a modos de operación estacionarios, como a la realización de ciclos dinámicos NEDC. Para este propósito se definió un “*bloque de ensayos*” experimentales, quedando detallado todo este proceso en la Figura 4.5.

##### **“Bloque de ensayos” para la obtención de correlaciones**



**Figura 4.5:** “Bloque de ensayos” experimentales realizados para el desarrollo de la metodología y la obtención de correlaciones que permitan la medida de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación.

El “*bloque de ensayos*” experimentales estuvo compuesto por:

- Ensayos con modos de operación estacionarios para investigar el ratio de dilución óptimo a usar para la medida de  $\rho_{\text{hollín}}$  con el analizador *HORIBA MEXA 1230-PM*. Para este caso, se utilizó el motor MEC-Di ya que posee un rango de emisión de partículas mucho más elevado que el motor MEP-Di, lo que hizo permitió obtener resultados mucho mas concluyentes.
- Realización de ciclos NEDC para la validación y comprobación del ratio de dilución optimo averiguado en los ensayos con modos de operación estacionarios. En este caso, la evaluación en el ciclo NEDC se realizó tanto en el motor MEC-Di, como en el motor MEP-Di.
- Por último, se emplearon las diferentes zonas del ciclo NEDC para correlacionar las diferentes técnicas de medida utilizadas durante las condiciones dinámicas de funcionamiento en ambos tipos de motor.

#### 4.2.2.1. Metodología de ensayos y estudio de la sensibilidad de la medida de concentración de hollín

Para la determinación de cómo puede verse afectada la medida de concentración de hollín por el ratio de dilución seleccionado, se realizaron ensayos con tres modos de operación de motor. De este modo, se pudieron generar diferentes distribuciones de tamaños (en forma y concentración) para poder evaluar los factores de dispersión. Las características de los modos de operación empleados están detalladas en la Tabla 4.1.

**Tabla 4.1:** *Parámetros principales de los modos de operación estacionarios seleccionados para la validación del sistema de medida de la concentración de hollín.*

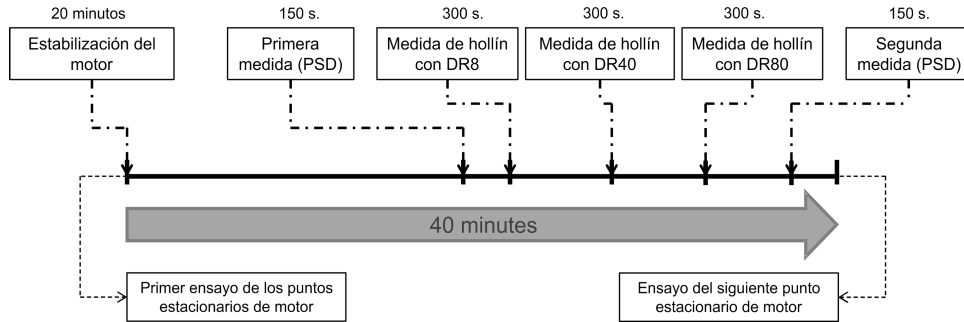
Punto	Régimen	Par	P <sub>iny</sub>	SOI	AFR	Tipo de PSD	Moda de PSD
	[rpm]	[Nm]	[bar]	[°CAD]	[—]	[—]	[nm]
A <sub>(Nuc)</sub>	1500	210	1100	-3	17.7	Nucleación	15
B <sub>(Bim)</sub>	750	0	250	-0.50	58.7	Bimodal	10 & 70
C <sub>(Ac)</sub>	1660	91	800	0.85	21.9	Acumulación	70

En el modo A<sub>(Nuc)</sub>, la distribución de tamaño de partículas estuvo dominada por la moda nucleación; el modo B<sub>(Bim)</sub> presentó una distribución bimodal; y el modo C<sub>(Ac)</sub> mostró una distribución de tamaño dominada por la moda acumulación. Mientras que para el modo de operación A<sub>(Nuc)</sub> la moda de la distribución se situó alrededor de los 15 nm, y para el punto C<sub>(Ac)</sub> se obtuvo un solo pico centrado en los 70 nm; para el modo B<sub>(Bim)</sub> aparecieron dos modas centradas en 10 nm y 70 nm.

En cada uno de estos modos de operación, la concentración de hollín se midió usando los tres ratios de dilución que la configuración del analizador *HORIBA MEXA 1230-PM* permite: dilución 8:1 ( $DR_8$ ), dilución 40:1 ( $DR_{40}$ ), y dilución 80:1 ( $DR_{80}$ ). Además, en cada ensayo, se evaluó paralelamente la concentración de partículas de la moda acumulación a través del espectrómetro *TSI EEPS-3090*. De este modo, a través de estas dos magnitudes, se pudo obtener el parámetro de sensibilidad de la medida de concentración de hollín ( $Sens_{hollin}$ ), definido según la Ecuación 4.8. La variación de la sensibilidad proporciona un criterio para determinar el ratio de dilución óptimo para la medida de hollín, el cual queda definido como el ratio de dilución con la mayor variación en  $Sens_{hollin}$  para las diferentes medidas de  $\rho_{hollin}$ .

$$Sens_{hollin} = \frac{\rho_{hollin}}{PN_{acum}} \quad (4.8)$$

Para llevar a cabo esta comparación, la concentración de partículas del gas de escape fue medida tanto al inicio, como al final de la fase de medida de  $\rho_{hollin}$  en cada modo de operación, separando  $PN_{acum}$  del total del modo que se ha indicado en el apartado 3.4.5 del Capítulo 3. En la Figura 4.6 se muestra cómo se llevó a cabo el proceso de medida.

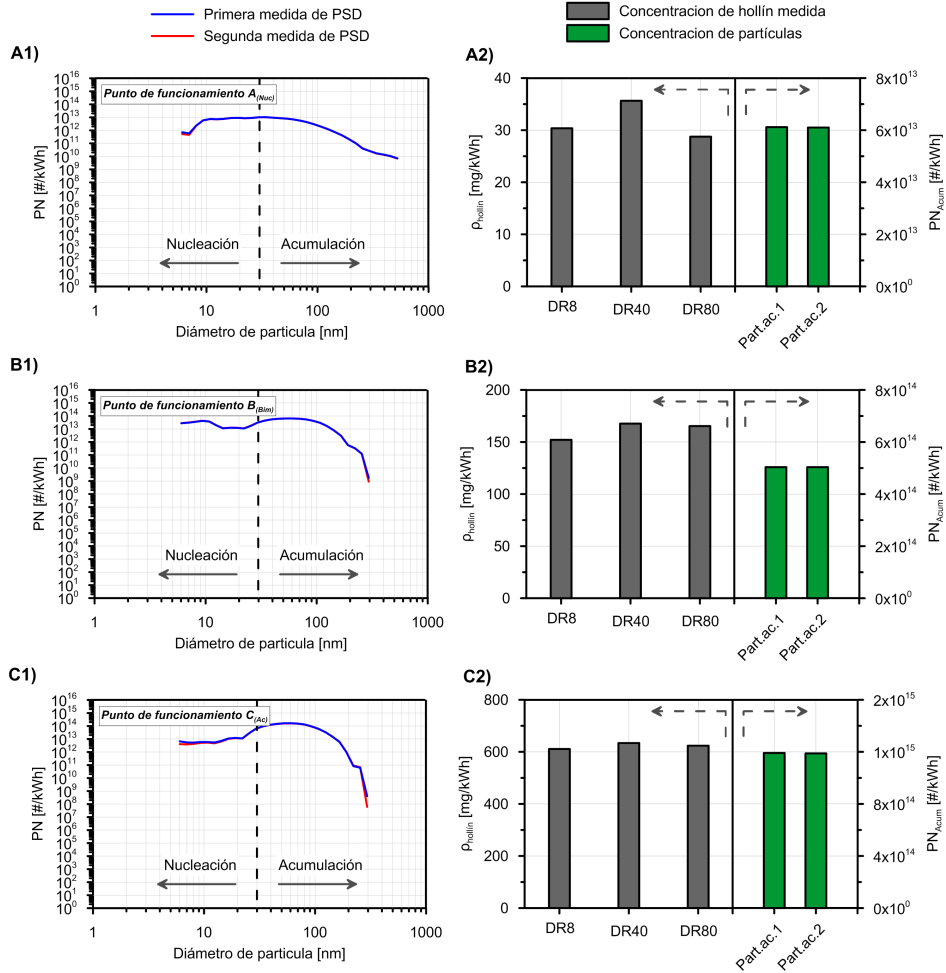


**Figura 4.6:** Metodología aplicada para evaluar la sensibilidad de la medida de concentración de hollín bajo los diferentes ratios de dilución del analizador *HORIBA MEXA 1230-PM* en cada punto de funcionamiento de motor.

### 4.3. Selección del ratio de dilución óptimo para la medida de la concentración de hollín

Tal y como se ha explicado previamente, la primera parte del trabajo consistió en definir el ratio de dilución óptimo a utilizar en el equipo *HORIBA MEXA 1230-PM* para optimizar el proceso que puede afectar a la medida de  $\rho_{hollin}$ . La Figura

4.7 muestra los resultados del estudio para los tres modos de operación estacionarios ensayados siguiendo la metodología descrita en el apartado anterior.



**Figura 4.7:** Validación de la medida de la concentración de hollín. A1, B1 y C1) PSDs medidas para los diferentes modos de operación  $A_{Nuc}$ ,  $B_{Bim}$  y  $C_{Ac}$ , respectivamente. A2, B2 y C2) Variación en la medida de  $\rho_{hollin}$  y en la medida de  $PN_{Acum}$  los diferentes modos de operación  $A_{Nuc}$ ,  $B_{Bim}$  y  $C_{Ac}$ , respectivamente.

Por un lado, los gráficos de la parte izquierda de la Figura 4.7 corresponden a la medida de la distribución de tamaño de partículas tomada tanto al inicio, como al final del proceso de medida de la  $\rho_{hollin}$ . Estos gráficos se utilizaron para evaluar la variabilidad de la distribución de tamaño de partículas en cada modo de operación del motor a lo largo de toda la fase de medida. Se puede observar que las PSDs son

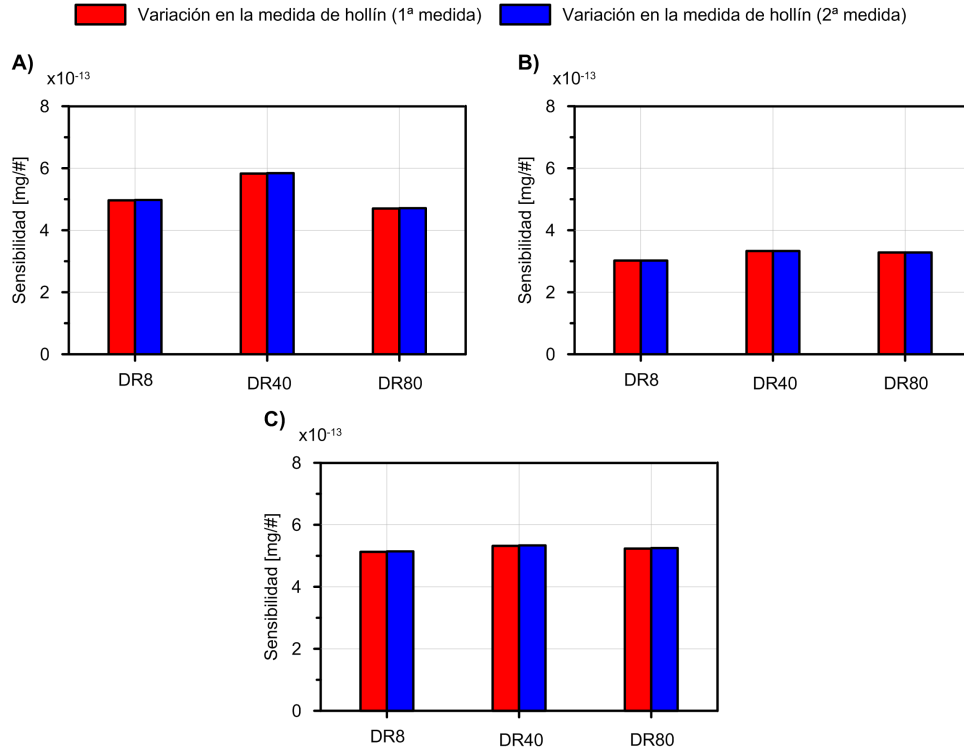
invariantes en los tres puntos de operación durante el proceso de medida. Por otro lado, los gráficos de la parte derecha de la Figura 4.7 muestran la medida de  $\rho_{\text{hollín}}$  realizada a través del *TSI DCS-100* usando los tres ratios de dilución disponibles en el equipo *HORIBA MEXA 1230-PM*. En estos mismos gráfico están representadas, también, la medida de la concentración de partículas de la moda acumulación en el gas de escape tomada al inicio y final de la fase de medida.

Se observa claramente que en todos los modos de operación, la medida de la concentración de hollín realizada con  $\text{DR}_{40}$  es más alta que las realizadas con  $\text{DR}_8$  y  $\text{DR}_{80}$ . La mayor diferencia entre las medidas de  $\rho_{\text{hollín}}$  con diferentes ratios de dilución se da en el caso del modo de operación  $A_{(\text{Nuc})}$ . Esto es debido a que la PSD en este modo de operación está compuesta básicamente de partículas pertenecientes a la moda nucleación ( $D_n < 30$  nm). En este tipo de partículas, debido al fuerte campo eléctrico producido en la corona de descarga del *TSI DCS-100*, las pérdidas por difusión Browniana son muy elevadas [233], causando la deposición de este tipo de partículas en la superficie del difusor de carga. Este fenómeno es similar y está estrechamente ligado a las pérdidas que se producen en las líneas de transferencia de los sistemas de dilución a los equipos de medida de partículas debido a las fuerzas de difusión y termoforéticas para gastos de flujo pequeños [234].

En el caso del modo de operación  $C_{(\text{Ac})}$  (gráfico C2 de la Figura 4.7), donde la concentración de partículas de la moda acumulación es mucho más elevada, ocurre otro fenómeno asociado a los ratios de dilución bajos: se produce un descenso en la eficiencia de cargado eléctrico proporcionada a las partículas debido a la falta de iones libres generados en la corona de descarga [228]. Asimismo, centrándose en la comparación entre las medidas realizadas con  $\text{DR}_{40}$  y  $\text{DR}_{80}$  no existe una diferencia significativa entre ellas cuando se trata de modos de operación donde la concentración de partículas de la moda acumulación es elevada, tal y como es el caso de los modos  $B_{(\text{Bim})}$  y  $C_{(\text{Ac})}$  (Figura 4.7.B2 y Figura 4.7.C2, respectivamente).

Contrariamente, cuando existen concentraciones de partículas de la moda acumulación bajas, como es el caso del punto de operación  $A_{(\text{Nuc})}$ , existe un descenso en la cantidad de hollín medido a causa del bajo límite de detección del equipo *TSI DCS-100*. Esto es, altos ratios de dilución producen una concentración de partículas reducida que no pueden ser detectadas por el equipo.

En la Figura 4.8 está representada la sensibilidad de la medida de  $\rho_{\text{hollín}}$  respecto a la medida de  $PN_{\text{acum}}$ , calculada de acuerdo a la Ecuación 4.8. Se puede apreciar que la medida de la concentración de hollín cuando se compara con las concentraciones de partículas de la moda acumulación, tomadas tanto al inicio como al final de la fase de medida, muestran variaciones de la sensibilidad similares en todos los casos. Tal y como se observa en la Figura 4.8, las medidas de concentración de hollín realizadas con  $\text{DR}_{40}$  presentan mayor sensibilidad en los tres modos de operación, lo cual indica que este es el ratio de dilución óptimo para usar en el equipo *HORIBA MEXA 1230-PM* cuando se desee medir la concentración de hollín presente en un gas de escape.



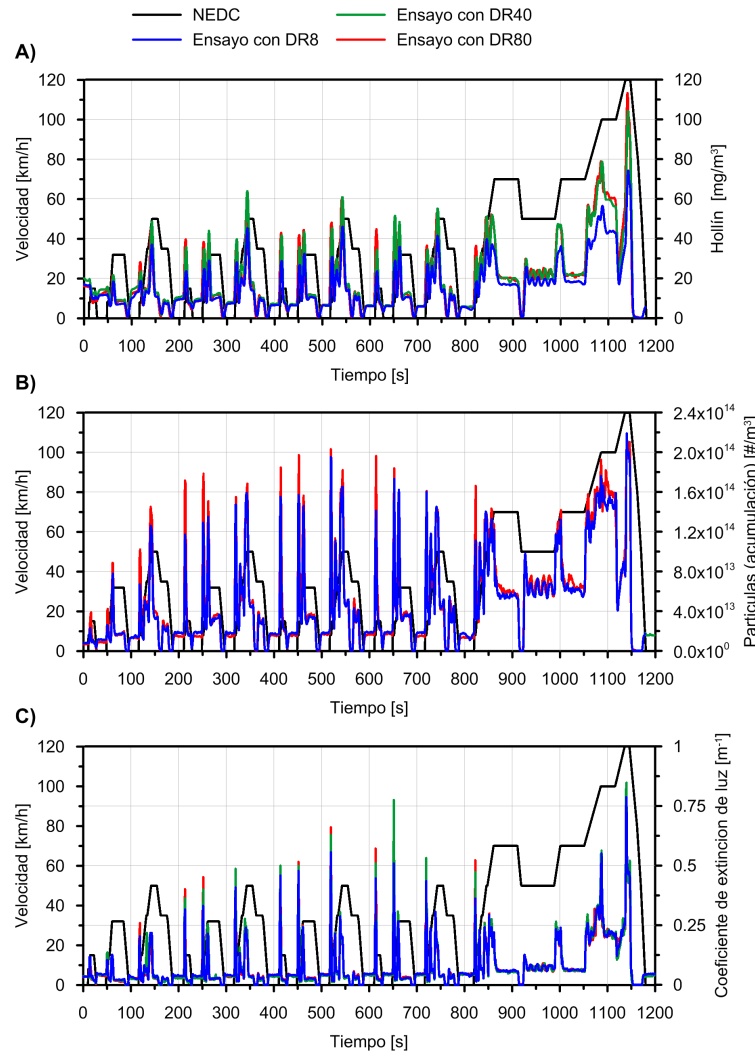
**Figura 4.8:** Sensibilidad de la medida de concentración de hollín en función del ratio de dilución utilizado. A) Durante el modo de operación  $A_{Nuc}$ . B) Durante el modo de operación  $B_{Bim}$  y C) Durante el modo de operación  $C_{Ac}$ .

#### 4.3.1. Medida de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación

En la segunda parte de este trabajo, se realizaron ensayos con el ciclo de homologación NEDC para evaluar la concentración de hollín instantánea y masa de hollín total emitida durante todos los ciclos realizados. Las medidas se realizaron para los tres ratios de dilución que pueden ser seleccionados en el analizador *HORIBA MEXA 1230-PM*:  $DR_8$ ,  $DR_{40}$  y  $DR_{80}$ . De esta manera se verificó que el ratio de dilución óptimo seleccionado a través de la metodología anterior ( $DR_{40}$ ) es el óptimo, también, para ser utilizado durante condiciones de operación dinámicas.

El segundo objetivo de este trabajo fue encontrar correlaciones empíricas entre las diferentes técnicas de medida relacionadas con el PM, por lo que el coeficiente de extinción de luz así como la concentración de partículas de la moda acumulación

también fueron medidas de manera simultánea a la concentración de hollín. En la Figura 4.9 se puede observar las medidas de cada variable tomadas durante los tres ciclos NEDC realizados.



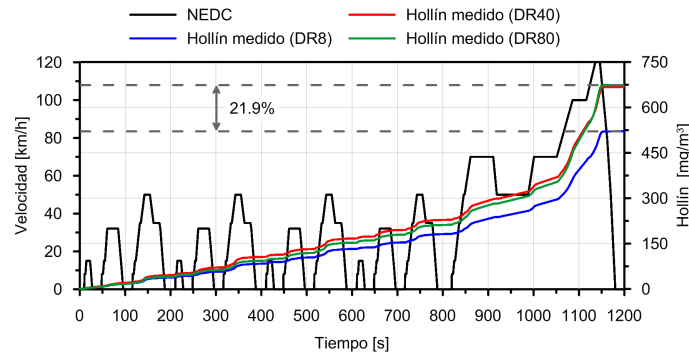
**Figura 4.9:** Variación dinámica de la emisión de partículas durante los diferentes test del NEDC. A) Medida de la concentración instantánea de hollín. B) Concentración de partículas de la moda acumulación. C) Coeficiente de extinción de luz.

En la Figura 4.9.A se puede comprobar que la medida de la concentración de hollín se ve afectada por el ratio de dilución que se usa. Durante las fases urbanas del ciclo



no existe diferencia clara entre las medidas realizadas con un ratio u otro debido a que la concentración de partículas de gas de escape en estos tramos es baja, aunque sí que es posible detectar que la realizada con  $DR_8$  es ligeramente menor que las realizadas con  $DR_{40}$  y  $DR_{80}$ . Cuando el análisis se centra en la fase extraurbana del ciclo, sí que se puede apreciar la diferencia existente en la medida de hollín realizada con  $DR_8$  respecto a las otras medidas realizadas con  $DR_{40}$  y  $DR_{80}$ . En este caso, la concentración de partículas de la moda acumulación es mucho mayor, por lo que la influencia de la disponibilidad de iones libres para cargar las partículas de hollín es mucho mayor, tal y como se ha explicado en el apartado 4.3 de este mismo capítulo. Para asegurar que el descenso en la medida de la concentración de hollín no está asociado a posibles variaciones del funcionamiento del motor a lo largo del ciclo NEDC, las medidas de  $PN_{acum}$  y  $k$  muestran la invariabilidad de los tres ciclos ensayados (gráfico B y C de la Figura 4.9 respectivamente), obteniendo las mismas concentraciones de partículas y coeficiente de extinción de luz para cada ciclo ensayado.

Por ultimo, para cuantificar la desviación en la masa de hollín emitida a lo largo de cada ciclo NEDC, se calculó la masa total acumulada para los diferentes ratios de dilución empleados. La Figura 4.10 revela diferencias del 21.9 % en el caso del test medido con  $DR_8$  respecto al test medido con  $DR_{40}$ , establecido como el óptimo para la medida de la concentración de hollín.



**Figura 4.10:** Evolución de la masa de hollín emitida a lo largo de los NEDCs medidos con los tres ratios de dilución disponibles.

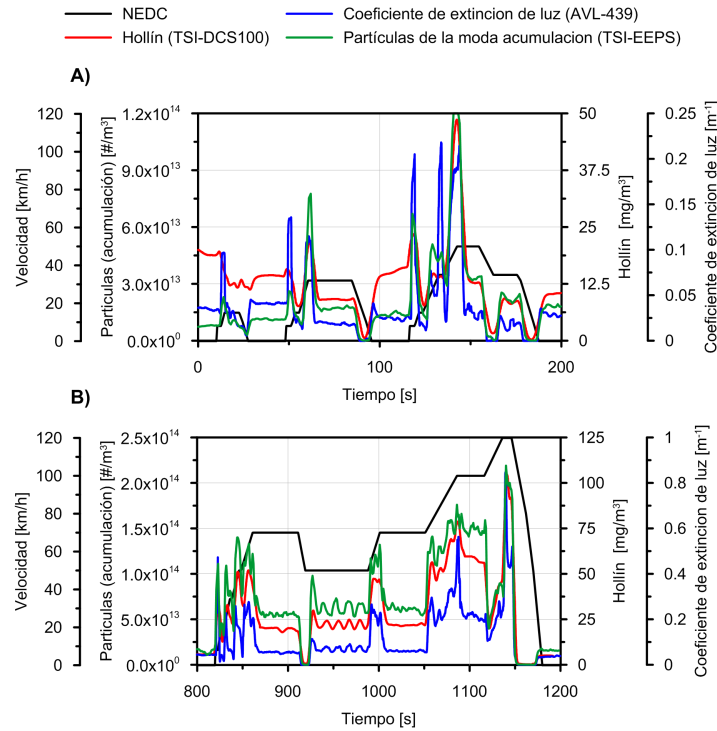
#### 4.4. Correlaciones propuestas para la estimación del hollín en condiciones dinámicas de operación

Tal y como ya se ha explicado, la concentración de hollín, la concentración de partículas de la moda acumulación, y el coeficiente de extinción de luz presente en el gas de escape en los MCIA están estrechamente relacionados. Por ello, durante la

realización de este trabajo, también se abordó la obtención de diferentes correlaciones entre estas técnicas de medida. Aunque la validación del ratio de dilución óptimo para la medida de la concentración de hollín se ha realizado con el motor MEC-Di, también es aplicable para el motor MEP-Di. En este sentido, el  $DR_{40}$  es el ratio de dilución que se empleó en el analizador *HORIBA MEXA 1230-PM* para la medida de  $\rho_{\text{hollín}}$  cuando se procedió a realizar este trabajo.

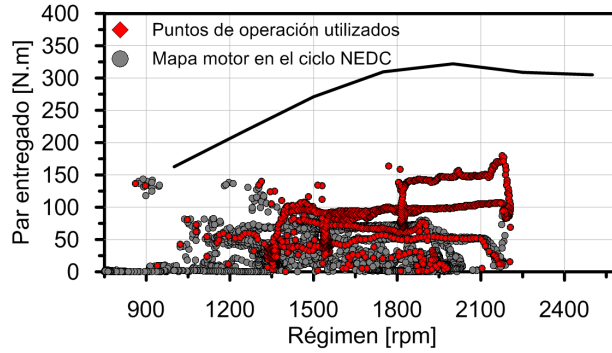
#### 4.4.1. Obtención de las correlaciones para motores MEC-Di

La Figura 4.11 muestra la concentración de hollín, el coeficiente de extinción de luz, y la concentración de partículas de la moda acumulación emitido por un motor MEC-Di durante las fases urbana y extraurbana del NEDC, quedando patente la correspondencia entre las diferentes variables medidas.



**Figura 4.11:** Concentración de hollín, coeficiente de extinción de luz, y concentración de partículas de la moda acumulación emitidas por un MEC-Di. A) Durante la fase urbana del NEDC y B) durante la fase extraurbana del NEDC.

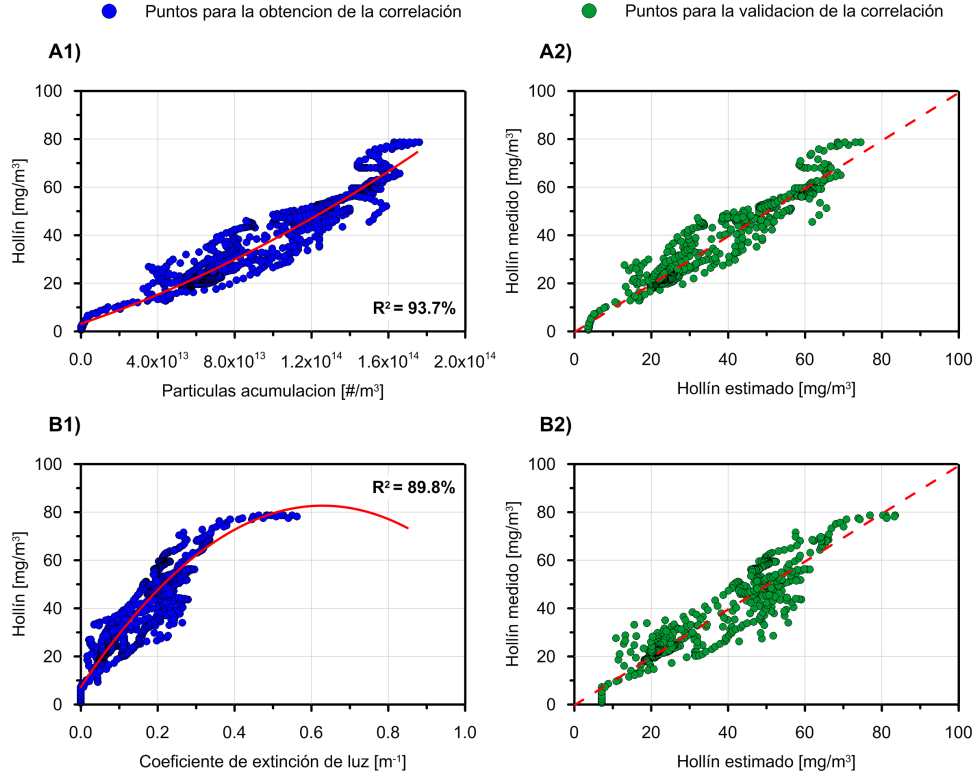
En el caso de los motores MEC-Di, durante la fase extraurbana del NEDC, el incremento en la concentración de partículas de la moda acumulación en el aerosol de escape es muy relevante [235]. Los datos para correlacionar las diferentes técnicas fueron seleccionados a partir de estos dos tramos, es decir, todos los puntos comprendidos en la fase urbana, donde se realizan condiciones de bajo régimen y baja carga; y los comprendidos en la fase extraurbana, donde las condiciones del motor van desde ralentí y 0 % de carga, hasta hasta el instante anterior al inicio de la rampa de deceleración final del NEDC (2550 rpm y 43 % de carga). Entre estos dos tramos comprenden más de 6000 puntos de operación del motor tenidos en cuenta para analizar la correspondencia entre las diferentes técnicas, tal y como muestra la Figura 4.12.



**Figura 4.12:** Puntos de operación del motor MEC-Di en el ciclo NEDC utilizado para correlacionar las diferentes técnicas de medida.

En los gráficos A1 y B1 de la Figura 4.13 se presentan las dos correlaciones obtenidas entre la medida de  $PN_{acum}$  y la medida de  $\rho_{hollin}$ ; y entre la medida de  $k$  y la medida de  $\rho_{hollin}$ . Para garantizar la correlación entre las diferentes variables, se planteó un análisis estadístico para un p-valor de 0.05. En este sentido, el intervalo de confianza planteado elimina los valores que no se encuentran dentro del 95 % de la campana de *Gauss* que forman la frecuencia de los valores utilizados, eliminando por tanto los datos que no son estadísticamente representativos para la correlación [236]. Así pues, se encontró que el ajuste para la correlación  $\rho_{hollin}-PN_{acum}$  (en el rango de concentración de partículas de 0 a  $2 \cdot 10^{14}$   $\#/\text{m}^3$ ) tenía un  $R^2=93.7\%$ , siendo el  $R^2=89.6\%$  para el caso de la correlación  $\rho_{hollin}-k$  (en el rango del coeficiente de extinción de luz de 0 a  $1 \text{ m}^{-1}$ ).

Asimismo, las Figuras 4.13.A2 y 4.13.B2 muestran los datos que han sido medidos contra los que han sido obtenidos a través de las correlaciones, corroborando que los valores predichos corresponden a los valores medidos.



**Figura 4.13:** Correlaciones propuestas para las diferentes técnicas de medida. A1) Correlación  $\rho_{hollin-PN_{acum}}$ . A2) Puntos predichos contra observados en la correlación  $\rho_{hollin-PN_{acum}}$ . B1) Correlación  $\rho_{hollin-k}$ . B2) Puntos predichos contra observados en la correlación  $\rho_{hollin-k}$ .

En el caso de las partículas de la moda acumulación, la correlación que se obtuvo queda definida por la Ecuación 4.9. En esta ecuación es muy importante resaltar que las unidades empleadas para el cálculo son  $[\#/m^3]$ .

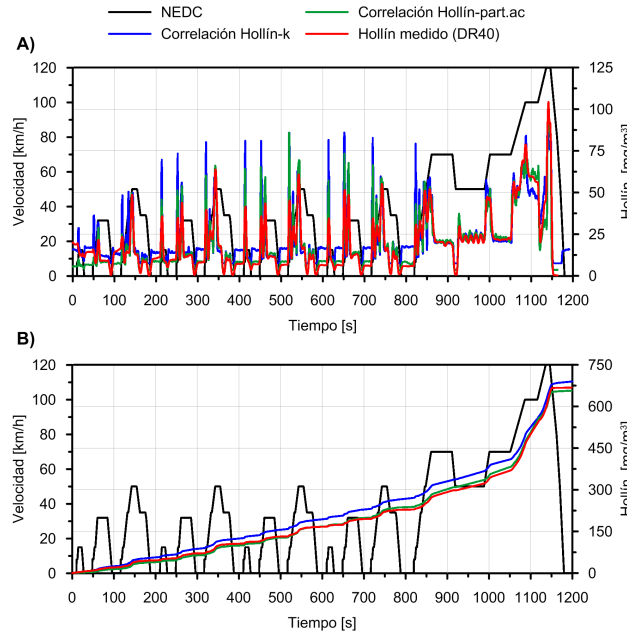
$$\rho_{hollin} = 3,53435 + 2,65092E^{-13}[PN_{acum}] + 8,07561E^{-28}[PN_{acum}]^2 \quad (4.9)$$

Para el caso del coeficiente de extinción de luz, la correlación fijada corresponde a la Ecuación 4.10, siendo las unidades empleadas para el cálculo  $[m^{-1}]$ .

$$\rho_{hollin} = 7,53536 + 235,23[k] - 176,45[k]^2 \quad (4.10)$$

#### 4.4.1.1. Validación de las correlaciones para motores MEC-Di

Para poder validar que las correlaciones obtenidas para el motor MEC-Di estiman de manera precisa  $\rho_{\text{hollín}}$  en condiciones dinámicas de operación, se realizaron varios ensayos utilizando el ciclo NEDC midiendo la concentración de partículas de la moda acumulación y el coeficiente de extinción de luz del aerosol de escape; y posteriormente, a estas medidas, se les aplicó las correlaciones propuestas para compararlo con la medida directa de  $\rho_{\text{hollín}}$ . Los resultados instantáneos de concentración de hollín y masa total emitida a lo largo de un ciclo NEDC están representados en la Figura 4.14.



**Figura 4.14:** Evaluación de las correlaciones propuestas para motor MEC-Di. A) Concentración de hollín instantánea. B) Masa total de hollín emitida a lo largo de un ciclo NEDC.

En el gráfico A de esta Figura se muestra  $\rho_{\text{hollín}}$  medido con el equipo *HORIBA MEXA 1230-PM* a través del *TSI DCS-100*, y  $\rho_{\text{hollín}}$  estimado a través de las correlaciones propuestas. En el gráfico B de la Figura 4.14 representa la evolución de la masa de hollín emitida y acumulada a lo largo del NEDC usando las correlaciones y la medida directa realizada con el DCS. Al comparar la estimación realizada con las correlaciones y las medidas directas de masa de hollín acumulada, se observan unas diferencias menores del 4%, tal y como se muestra en la 4.2.

**Tabla 4.2:** Variación de las correlaciones propuestas para el motor MEC-Di.

Correlación	Variación [%]
Coefficiente de extinción de luz	3.37
Concentración de partículas de la moda acumulación	-1.93

Del análisis de los resultados que se observan en la Figura 4.14 se desprende que la correlación obtenida con el coeficiente de extinción de luz sobrestima la masa de hollín emitida durante todo el ciclo debido, posiblemente, a la interferencia del  $\text{NO}_2$  en la medida de la opacidad por el método utilizado. Debido a que este compuesto tiene propiedades ópticas para la absorción de luz [237], puede hacer descender la intensidad de luz que llega al detector del opacímetro *AVL-439*, alterando, por tanto, la medida del coeficiente de extinción de luz.

En un estudio reportado por *Jones* [238], se establece que los opacímetros tipo *Hardtrige* pueden detectar entre  $0.00016$  y  $0.00024 \text{ m}^{-1}$  por cada ppm de  $\text{NO}_2$ , por lo que una concentración típica de 30 ppm de  $\text{NO}_2$  en condiciones de ralentí de motor pueden hacer descender alrededor de  $0.006 \text{ m}^{-1}$  del coeficiente de extinción de luz, traduciéndose en un aumento de la opacidad de alrededor del 0.3%. También hay que destacar que la respuesta del equipo *AVL-439*, debido a la resolución que posee, presenta una gran dispersión en la medida por debajo del 2% de opacidad ( $k=0.047 \text{ m}^{-1}$ ), el cual es el límite de detección inferior de este opacímetro [239].

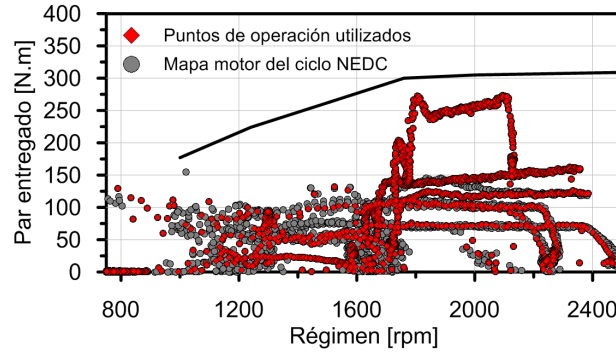
En cambio, la correlación obtenida para las partículas de la moda acumulación proporciona una predicción bastante fiable ya que tiene en cuenta la composición de las partículas que componen el hollín ( $PN_{\text{acum}}$ ) del aerosol de escape, por lo que la desviación obtenida con esta correlación es mucho menor que con la obtenida con el coeficiente de extinción de luz.

#### 4.4.2. Obtención de las correlaciones para motores MEP-Di

En el caso de la obtención de correlaciones de medida para los motores MEP-Di, durante la fase extraurbana del NEDC y contrariamente al caso de los MEC-Di, el incremento en la concentración de partículas de la moda acumulación en el aerosol de escape fue muy poco relevante. Sin embargo, durante el tramo que comprende las fases urbanas sí que se produjo una alta emisión de las partículas de esta moda.

Los datos seleccionados para la realización de las correlaciones entre las diferentes técnicas fueron seleccionados a partir de estos dos tramos. En este sentido, se emplearon todos los puntos comprendidos en la fase urbana, donde se realizan condiciones de bajo régimen y baja carga; y los comprendidos en la fase extraurbana, donde las condiciones del motor van desde ralentí y 0% de carga, hasta el instante anterior al

inicio de la rampa de deceleración final del NEDC (2050 rpm y 42 % de carga). Entre estos dos tramos se tuvieron en cuenta más de 6000 puntos de operación del motor (Figura 4.15) para analizar la correspondencia entre las diferentes técnicas.



**Figura 4.15:** Puntos de operación del motor MEP-Di en el ciclo NEDC utilizado para correlacionar las diferentes técnicas de medida.

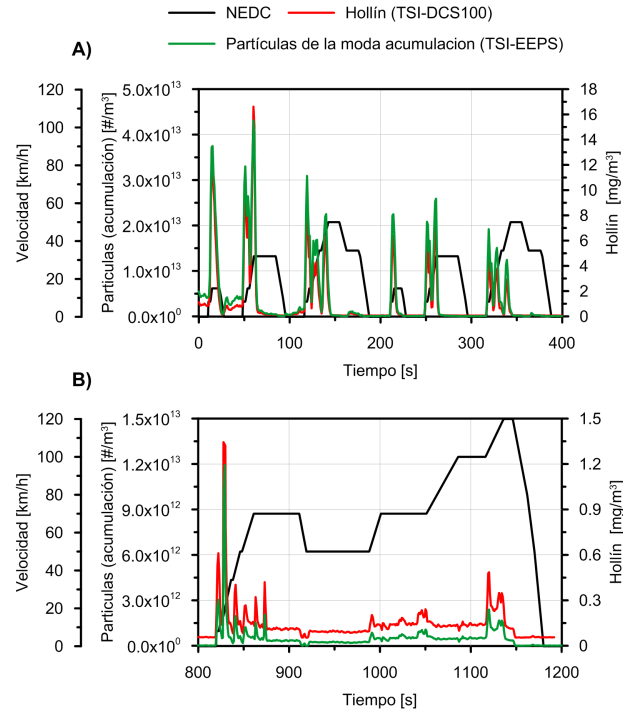
Cabe destacar que, en este caso, al no disponer de un equipo que permitiese la aplicación de la técnica de medida por extinción de luz a la hora de realizar los ensayos, no se ha podido obtener una correlación para esta técnica y motor. Por lo tanto, solo se ha obtenido una correlación con las partículas de la moda acumulación. La Figura 4.16.A y 4.16.B muestran la concentración de hollín, y la concentración de partículas de la moda acumulación emitido por un motor MEP-Di durante las fases urbana y extraurbana del NEDC, siendo la correspondencia entre las diferentes variables claramente visible.

En el gráfico A de la Figura 4.17 se presenta la correlación obtenida entre las medidas de  $\rho_{hollin}$ - $PN_{acum}$ . Del mismo modo que para las correlaciones planteadas en el caso del motor MEC-Di, en este caso se aplicaron los mismo criterios de evaluación estadísticos, encontrándose que el ajuste para esta correlación (en el rango de 0 a  $5 \cdot 10^{13}$  #/m<sup>3</sup>) tenía un  $R^2=96.6\%$ , según la Ecuación 4.11. En este caso, las unidades empleadas para el correcto funcionamiento de la correlación son [#/m<sup>3</sup>].

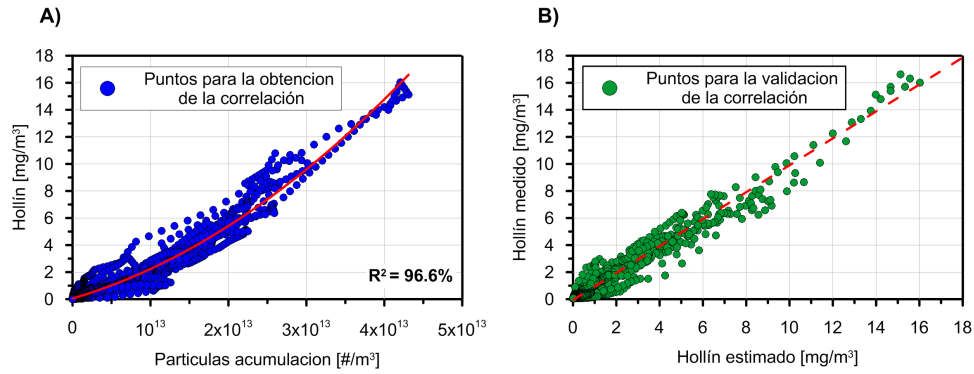
$$\rho_{hollin} = 0,05378 + 1,68262E^{-13}[PN_{acum}] + 4,99534E^{-28}[PN_{acum}]^2 \quad (4.11)$$

#### 4.4.2.1. Validación de la correlación para motores MEP-Di

Al igual que para el caso de las correlaciones desarrolladas para la estimación de  $\rho_{hollin}$  en el aerosol de escape de motores MEC-Di, para poder validar que la correlación obtenida para el motor MEP-Di estima de manera correcta el  $\rho_{hollin}$  en



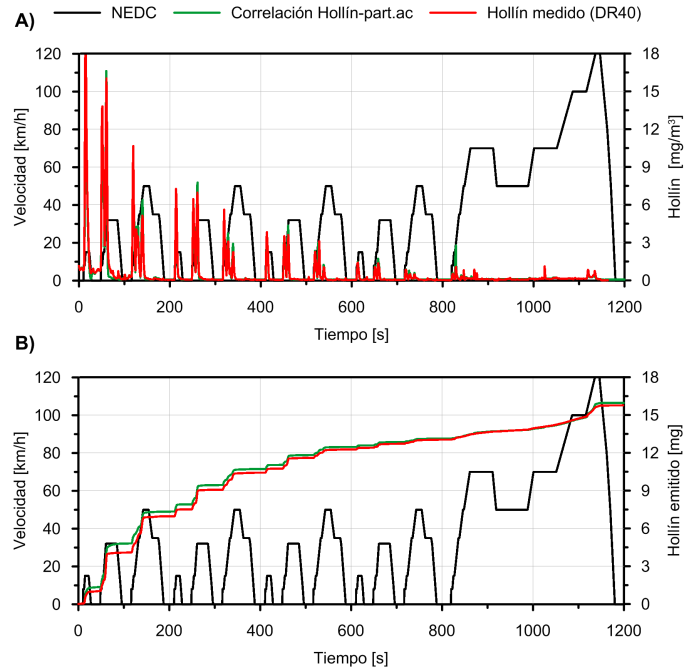
**Figura 4.16:** Concentración de hollín, y concentración de partículas de la moda acumulación emitidas por un MEP-Di. A) Durante la fase urbana del NEDC y B) durante la fase extraurbana del NEDC.



**Figura 4.17:** Correlación propuesta para las diferentes técnicas de medida. A) Correlación  $\rho_{\text{hollín-PN}_{\text{acum}}}$ . B) Puntos predichos contra observados en la correlación hollín-partículas de la moda acumulación.



condiciones dinámicas de operación, se realizaron varios ciclos NEDC midiendo la concentración de partículas de la moda acumulación y se le aplicó la correlación propuesta para compararlo con la medida directa de la concentración de hollín. Los resultados instantáneos de concentración de hollín y masa total emitida a lo largo de un ciclo NEDC están representados en la Figura 4.18.



**Figura 4.18:** Evaluación de la correlación propuesta para motor MEP-Di. A) Concentración de hollín instantánea. B) Masa total de hollín emitida a lo largo de un ciclo NEDC.

La Figura 4.18.A muestra  $\rho_{hollin}$  obtenido con el equipo *HORIBA MEXA 1230-PM* a través de la técnica de medida con difusor de carga, y  $\rho_{hollin}$  obtenido a través de la correlación propuesta. En el gráfico B de la Figura 4.18 está representado la evolución de la masa de hollín emitida y acumulada a lo largo del NEDC usando la correlación y la medida directa, mostrando una desviación menor del 0.1 % sobre el total acumulado.

## 4.5. Conclusiones

Actualmente, la necesidad de medir instantáneamente la cantidad de hollín emitida por los MCIA en condiciones dinámicas de operación ha tomado una importancia

muY relevante a la hora de establecer como poder reducir dicha emisión para el cumplimiento de las normativas anticontaminación. Debido a esto, se han empezado a emplear equipos que permiten la medida de la concentración de hollín presente en el gas de escape de una manera directa y fiable. En este sentido, se hace necesario definir estándares de configuración para el uso de estos equipos y comprobar el tipo de factores influyentes que afectan al proceso de medida para poder obtener, de este modo, resultados con la menor variación posible.

Sobre esta base, se ha realizado un análisis experimental de comprensión del efecto del ratio de dilución sobre las medidas de  $\rho_{\text{hollín}}$  durante modos de operación estacionarios a través el analizador *HORIBA MEXA 1230-PM*. El análisis de sensibilidad ha mostrado la variabilidad de las medidas de la concentración de hollín cuando se cambia el ratio de dilución dentro del rango que el sistema permite. Unido a esto, los test dinámicos realizados utilizando el ciclo NEDC han confirmado que el ratio de dilución seleccionado como óptimo, DR<sub>40</sub>, permite la medida de la concentración de hollín en aerosoles de escape con la menor variación posible.

Además, se han obtenido diversas correlaciones entre diferentes técnicas de medida para la estimación  $\rho_{\text{hollín}}$  presente en el aerosol de escape de los MCIA. A partir de la medida de la concentración de partículas pertenecientes a la moda acumulación  $PN_{\text{acum}}$ , o la medida del coeficiente de extinción de luz  $k$  en el gas de escape ha sido posible determinar la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación.

Basándose en el análisis realizado de los resultados presentados en este capítulo, puede concluirse y resaltarse que:

- El ratio de dilución empleado afecta significativamente a la medida de la concentración de hollín debido al proceso de cargado de las partículas dentro del equipo (a través del difusor de carga). De los tres posible valores, el valor óptimo de ratio de dilución encontrado para utilizar con el equipo *HORIBA MEXA 1230-PM* ha sido 40.
- El analizador *TSI DCS-100* ha sido validado como un sistema capaz de determinar la concentración de hollín instantánea presente en el gas de escape, mostrando una velocidad de respuesta satisfactoria al medir en condiciones dinámicas de operación del motor.
- Las correlaciones que se proponen para la estimación de la concentración de hollín a través de diferentes técnicas de medida en motores MEC-Di tienen un ajuste de un  $R^2=93.7\%$  para el caso de la correlación obtenida con la medida de la concentración de partículas de la moda acumulación, y un ajuste de un  $R^2=89.6\%$  para el caso de la correlación hollín-coeficiente de extinción de luz.
- En el caso de la correlación obtenida para la estimación de la concentración de hollín a partir de la medida de la concentración de partículas de la moda

acumulación ( $PN_{acum}$ ) en los motores MEP-Di, el ajuste obtenido ha sido de un  $R^2=96.6\%$ .

- Las desviaciones que se cometen cuando se estima la masa de hollín emitida durante la realización de un NEDC a través de la evaluación instantánea de la concentración de hollín a lo largo de 1200 segundos en el caso de las correlaciones para los MEC-Di, son de  $3.37\%$  y un  $-1.93\%$ ; disminuyendo a un  $0.1\%$  en el caso de la correlación para los motores MEP-Di.
- Si se estima la emisión de hollín mediante la correlación asociada a la técnica de medida de extinción de luz, la desviación cometida es mayor debido a que ha sido obtenida a partir de un sistema con límite de detección de  $k=0.047\text{ m}^{-1}$ . Esto provoca que en medidas de opacidad menores del  $2\%$  se produzca mucha dispersión y se reduzca la fiabilidad de los valores utilizados para obtener la correlación.

## Bibliografía del Capítulo 4

- [65] M. D. Luque de Castro y F. Priego-Capote. “Soxhlet extraction: Past and present panacea”. *Journal of Chromatography* 1217(16) (2010), págs. 2383-2389 (vid. págs. 25, 88).
- [188] AVL 439 Opacimeter. AVL LIST GmbH. Graz. User Manual. (Vid. págs. 70, 90, 159).
- [190] TSI. Model DCS-100. Diffusion charging sensor. Operation and Service Manual (vid. págs. 72, 90, 92).
- [191] R. M. Montajir, T. Kusaka, Y. Bamba y M. Adachi. “A new concept for real-time measurement of particulate matter (Soot and SOF)”. *SAE Technical Paper* 2005-01-3605 (2005) (vid. págs. 72, 90).
- [193] TSI. Model EEPS-3090. Engine Exhaust Particle Sizer Spectrometer. Operation and Service Manual. (Vid. págs. 72, 90, 122, 159, 196).
- [201] T. Johnson, R. Caldow, A. Pocher, A. Mirme y D. & Kittelson. “An engine exhaust particle sizer spectrometer for transient emission particle measurements”. *SAE Technical Paper* 2004-01-1341 (2004) (vid. págs. 74, 89).
- [203] J. Arrègle, V. Bermúdez, J. R. Serrano y E. Fuentes. “Procedure for engine transient cycle emission testing in real time”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 30 (2006), págs. 485-96 (vid. págs. 76, 89).
- [205] G. Buonanno, M. Dell’Isola, L. Stabile y A. Viola. “Critical aspects of the uncertainty budget in the gravimetric PM measurements”. *Measurement* 44 (2011), págs. 139-147 (vid. pág. 88).

- [206] J. J. Swanson, D. B. Kittelson, W. F. Watts, D. D. Gladis y M. V. Twigg. "Influence of storage and release on particle emissions from new and used CRTs". *Atmospheric Environment* 43(26) (2009), págs. 3998-4004 (vid. pág. 88).
- [207] R. Högström, P. Karjalainen, J. Yli-Ojanpera, A. Rostedt, M. Heinonen, J. L. Makelab y J. Keskinenb. "Study of the PM Gas-Phase Filter Artifact Using a Setup for Mixing Diesel-Like Soot and Hydrocarbons". *Aerosol Science and Technology* 46(9) (2012), págs. 1045-1052 (vid. pág. 88).
- [208] J. P. R. Symonds, K. S. Reavell, J. S. Olfert, B. W. Campbell y S. L. Swift. "Diesel soot mass calculation in real-time with a differential mobility spectrometer". *Aerosol Science* 38(1) (2007), págs. 52-68 (vid. pág. 88).
- [209] J. J. Schauer, C. C. G., D. B. Kittelson, J. P. Johnson y W. F. Watts. "Impact of Ambient Temperatures and Driving Conditions on the Chemical Composition of Particulate Matter Emissions from Non-Smoking Gasoline-Powered Motor Vehicles". *Aerosol Science and Technology* 42(3) (2008), págs. 210-223 (vid. pág. 88).
- [210] K. M. Cheung, A. Polidori, L. Ntziachristos, T. Tzamkiozis, Z. Samaras, F. R. Cassee, M. Gerlofs y C. Sioutas. "Chemical Characteristics and Oxidative Potential of Particulate Matter Emissions from Gasoline, Diesel, and Biodiesel Cars". *Environmental Science & Technology* 43(16) (2009), págs. 6334-6340 (vid. pág. 88).
- [211] H. A. Beck, R. Niessner y C. Haisch. "Development and characterization of a mobile photoacoustic sensor for on-line soot emission monitoring in diesel exhaust gas". *Analytical and Bioanalytical Chemistry* 375(8) (2003), págs. 1136-1143 (vid. pág. 88).
- [212] D. A. Lack, E. R. Lovejoy, T. Baynard, A. Pettersson y A. R. Ravishankara. "Aerosol Absorption Measurement using Photoacoustic Spectroscopy: Sensitivity, Calibration, and Uncertainty Developments". *Aerosol Science and Technology* 40(9) (2006), págs. 697-708 (vid. pág. 88).
- [213] B. Bougie, L. C. Ganippa, A. P. van Vliet, W. L. Meerts, N. J. Dam y J. J. ter Meulen. "Soot particulate size characterization in a heavy-duty diesel engine for different engine loads by laser-induced incandescence". *Proceedings of the Combustion Institute* 31(1) (2007), págs. 685-691 (vid. pág. 88).
- [214] N. Moteki e Y. Kondo. "Dependence of Laser-Induced Incandescence on Physical Properties of Black Carbon Aerosols: Measurements and Theoretical Interpretation". *Aerosol Science and Technology* 44(8) (2010), págs. 663-675 (vid. pág. 88).
- [215] J. S. Kinsey, W. A. Mitchell, W. C. Squier, K. Linna, F. G. King, R. Logan, Y. Dong, G. J. Thompson y N. N. Clark. "Evaluation of methods for the determination of diesel-generated fine particulate matter: Physical characterization results". *Journal of Aerosol Science* 37(1) (2006), págs. 63-87 (vid. pág. 88).

- [216] S. Xu, N. Clark, M. Gautam y S. Wayne. “Comparison of heavy-duty truck diesel particulate matter measurement: TEOM and traditional filters”. *SAE Technical Paper* 2005-01-2153 (2005) (vid. pág. 88).
- [217] G. Biskos, R. Reavell y N. Collings. “Unipolar diffusion charging of aerosol particles in the transition regime”. *Journal of Aerosol Science* 36(2) (2005), págs. 247-265. ISSN: 0021-8502 (vid. pág. 88).
- [218] H. Kaminski y col. “Comparability of mobility particle sizers and diffusion chargers”. *Journal of Aerosol Science* 57 (2013), págs. 156-178 (vid. pág. 88).
- [219] J. Yli-Ojanpera, J. Kannosto, M. Marjamaki y J. Keskinen. “Improving the nanoparticle resolution of the ELPI”. *Aerosol and Air Quality Research* 10(4) (2010), págs. 360-366 (vid. pág. 88).
- [220] M. Moisio, J. Hautanen, A. Virtanen, M. Marjamaki y J. Keskinen. “Electrical low pressure impact data processing: effect of particle density”. *Journal of Aerosol Science* 28 (1997), págs. 143-144 (vid. pág. 88).
- [221] S. C. Wang y R. C. Flagan. “Scanning electrical mobility spectrometer”. *Aerosol Science and Technology* 13 (1990), págs. 230-240 (vid. pág. 89).
- [222] K. O. Lee, R. Cole y R. Sekar. “Detailed characterization of morphology and dimensions of diesel particulates via thermophoretic sampling”. *SAE Technical Paper* 2002-01-3572 (2002) (vid. pág. 89).
- [223] V. R. Christian, F. Knopf, A. Jaschek y W. Schindler. “Eine neue Meßmethodik der Bosch-Zahl mit erhöhter Empfindlichkeit”. *Motortechnische Zeitschrift* 54 (1993), págs. 16-22 (vid. pág. 89).
- [224] A. Y. Snegirev, G. M. Makhviladze y J. P. Roberts. “The effect of particle coagulation and fractal structure on the optical properties and detection of smoke”. *Fire and Safety Journal* 36 (2001), págs. 73-95 (vid. pág. 89).
- [225] Z. Q. Zhou, T. U. Ahmed y M. Y. Choi. “Measurement of dimensionless soot extinction constant using a gravimetric sampling technique”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 18 (1998), págs. 27-32 (vid. pág. 89).
- [226] AVL 415S. *Smoke Meter. The New correlation Curve*. [www.avl.com](http://www.avl.com) (vid. pág. 89).
- [227] V. Bermúdez, J. M. Luján, J. R. Serrano y B. Pla. “Transient particle emission measurement with optical techniques”. *Measurement Science and Technology* 19 (2008), pág. 065404 (vid. pág. 89).
- [228] P. A. Baron y K. Willeke. *Aerosol measurement: Principles, techniques, and applications*. New York: Wiley-Interscience, 2001 (vid. págs. 92, 100).
- [229] K. Siegmann y H. C. Siegman. “Fast and reliable in situ evaluation of particles and their surface with special reference to diesel exhaust.” *SAE Technical Paper* 2000-01-1995 (2000) (vid. pág. 93).
- [230] D. M. Roessler. “Diesel particle mass concentration by optical techniques”. *Applied optics* 21(22) (1982), págs. 4077-86 (vid. pág. 94).

- [231] M. Mohr, D. Matter y H. Burtscher. “Efficient Multiple Charging of Diesel Particles by Photoemission”. *Aerosol Science and Technology* 24(1) (2003), págs. 14-20 (vid. pág. 95).
- [232] F. J. Alguacil y M. Alonso. “Multiple charging of ultrafine particles in a corona charger”. *Journal of Aerosol Science* 37(7) (2006), págs. 875-884 (vid. pág. 95).
- [233] D. Park, M. An y J. Hwang. “Development and performance test of a unipolar diffusion charger for real-time measurements of submicron aerosol particles having a log-normal size distribution”. *Journal of Aerosol Science* 38(12) (2007), págs. 1240-1245 (vid. pág. 100).
- [234] W. C. Hinds. *Aerosol technology: Properties, behavior, and measurement of airborne particles*. New York: Wiley, 1999 (vid. págs. 100, 145).
- [235] F. Payri, V. Bermúdez, J. M. Salavert y W. G. Linares. “Evaluation of non-volatile nucleation particles in a HSDI engine over transient operating condition”. *Proceedings of the 15th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticle*. Zurich (2011) (vid. pág. 105).
- [236] *STATGRAPHICS Centurion XVI. User Manual*. (Vid. pág. 105).
- [237] M. Martin y U. Lehmann. “Comparison study of particle measurement systems for future approval application. Swiss contribution to GRPE particle measurement programe (GRPE-PMP CH5)”. *Laboratory for internal combustion engines and furnaces. Research report 202779*. (2003) (vid. pág. 108).
- [238] M. Jones. “Advanced opacimeters: their potential role in future emission testing legislation for Diesel vehicles.” *Proceedings of the 6th ETH Conference on Nanoparticle Measurement*. Zurich (2000) (vid. pág. 108).
- [239] ISO-11614. *Reciprocating internal combustion compression-ignition engines — Apparatus for measurement of the opacity and for determination of the light absorption coefficient of exhaust gas ()* (vid. pág. 108).

## Capítulo 5

# Influencia de la arquitectura del sistema de post-tratamiento

### Índice

---

5.1.	Introducción . . . . .	<b>119</b>
5.1.1.	Objetivo . . . . .	120
5.2.	Metodología experimental . . . . .	<b>121</b>
5.2.1.	Arquitecturas del sistema de post-tratamiento sujetas a ensayos . . . . .	122
5.2.2.	Plan de ensayos . . . . .	123
5.3.	Análisis de las emisiones contaminantes durante los modos de operación estacionarios . . . . .	<b>126</b>
5.3.1.	Emisión de compuestos gaseosos durante los modos de operación estacionarios . . . . .	127
5.3.1.1.	Óxidos de nitrógeno . . . . .	127
5.3.1.2.	Amoniaco, dióxido de azufre y oxido de dinitrogeno . . . . .	129
5.3.1.3.	Monóxido de carbono e hidrocarburos totales sin quemar . . . . .	130
5.3.1.4.	Hidrocarburos ligeros sin quemar . . . . .	131
5.3.2.	Emisión de partículas durante los modos de operación estacionarios . . . . .	132
5.4.	Análisis de las emisiones contaminantes durante el ciclo dinámico NEDC . . . . .	<b>137</b>

## *Índice del Capítulo 5*

---

5.4.1.	Emisión de compuestos gaseosos durante el NEDC . . .	137
5.4.1.1.	Compuestos gaseosos regulados: Ciclo en condiciones “frías”. . . . .	137
5.4.1.2.	Óxidos de nitrógeno durante el NEDC . . . .	139
5.4.1.3.	Amoníaco, dióxido de azufre y óxido de dinitrógeno durante el NEDC . . . . .	140
5.4.1.4.	Hidrocarburos ligeros sin quemar durante el NEDC . . . . .	141
5.4.2.	Emisión de partículas durante el NEDC . . . . .	143
5.5.	Conclusiones . . . . .	<b>147</b>
	Bibliografía del Capítulo . . . . .	<b>153</b>

---



## 5.1. Introducción

Hasta principios del S.XXI, casi toda la investigación llevada a cabo en sistemas de post-tratamiento de los gases de escape para motores MEC estuvo centrada en los DOC, ya que con el uso de estos dispositivos y el posterior desarrollo de estrategias como el EGR [240] y la inyección directa *common-rail* [241] se consiguió el cumplimiento de los límites de emisiones contaminantes de las pasadas regulaciones (*Euro 1*, *Euro 2* y *Euro 3*). Sin embargo, desde hace una década, las normativas han forzado a los constructores a desarrollar nuevas estrategias para el cumplimiento de los actuales y futuros estándares, tales como: mejorar en el proceso de mezcla del aire y combustible [242], optimizar el control de los parámetros de funcionamiento del motor [243], desarrollar colectores de escape que permitan la reducción de las pérdidas por transferencia de calor [244], así como la inclusión sistemas de post-tratamiento adicionales como los DPFs, LNTs o SCRs [245].

Con la implantación de los DPFs de manera definitiva en la línea de los gases de escape en motores MEC-Di para el cumplimiento de la normativa *Euro 5*, la emisión de PM a la atmósfera se vio reducida en torno al 99 % del total de la fracción generada durante el proceso de combustión en los cilindros [246]. Sin embargo, el descenso de la masa de partículas originado con las mejoras introducidas en el proceso de combustión no vino acompañada por una reducción en el número de partículas emitidas. De acuerdo con *Setter et al.* [68], una nueva conceptualización de las partículas producidas mostró un incremento de éstas por debajo de 100 nm en la nueva generación de motores diésel que se han desarrollado. En este sentido, esta tipología de partículas ( $D_n < 100$  nm) puede atravesar de manera más fácil las paredes porosas de los DPFs [247], por lo que se ha observado un aumento de este tipo de partículas emitidas a la atmósfera con el consiguiente riesgo sobre la salud humana [248].

Hasta ahora, numerosos investigadores han llevado a cabo estudios donde han desarrollado técnicas para mejorar el funcionamiento de los sistemas de post-tratamiento que actualmente se encuentran implantados en casi la totalidad de motorizaciones MEC-Di destinadas al transporte de pasajeros (DOC+DPF), tales como: incrementar la cantidad máxima de cenizas que pueden acumular los DPFs [249], comprender los fenómenos asociados al proceso dinámico de la caída de presión a través de los elementos del sistema de post-tratamiento [250], analizar la transferencia de calor que se produce en estos elementos [251], desarrollar nuevos y avanzados materiales catalíticos [252], o analizar la eficiencia de filtrado en los DPFs [253].

En los motores MEC-Di sobrealimentados, generalmente, el DOC se sitúa a la salida de la turbina, seguido del DPF. Esta configuración tiene como objetivo emplear el  $\text{NO}_2$  producido en la reacción de oxidación del NO en el DOC para incrementar el ratio de oxidación del hollín que está almacenado en el DPF. Esta estrategia está basada en la alta reactividad del  $\text{NO}_2$  a baja temperatura con la masa de hollín acumulada en el DPF, si se compara con la que se puede conseguir con el  $\text{O}_2$  que

contiene el gas de escape tras pasar por el DOC [254]. Por lo tanto, con esta estrategia es posible incrementar la tasa de regeneración pasiva en el DPF y extender el tiempo necesario entre eventos de regeneración activa para la eliminación total del hollín acumulado en el DPF cuando este alcanza una masa muy elevada [255, 256].

Recientemente, otros investigadores también se han centrado en encontrar la posición óptima de estos sistemas de post-tratamiento, variando la posición del DOC y del DPF de su emplazamiento actual [257, 258]. Para ello, se propone que estos elementos estén situados a la salida del cilindro y antes del turbogrupo de sobrealimentación (arquitectura *pre-turbo*). La principal ventaja de esta arquitectura radica en la reducción de la contrapresión lograda a través de dichos los elementos. El incremento de las condiciones térmicas produce una modificación en las condiciones locales del flujo de escape a la entrada de estos sistemas, reduciendo su densidad, y permitiendo ser trasegado con mayor facilidad [168, 259, 260]. Otra de las ventajas que ofrece este sistema es el HP-EGR libre de hollín. El gas de escape primero es trasegado a través de los sistemas de post-tratamiento permitiendo la recirculación del gas de escape libre de hollín en el sistema de EGR de alta presión, por lo que la durabilidad de los elementos de la línea de EGR se ve incrementada [13]. Otras potenciales ventajas de la arquitectura pre-turbo son las altas temperaturas alcanzadas a la entrada de los elementos del sistema de post-tratamiento, lo cual puede mejorar y aumentar la tasa de oxidación de CO, HC y NO en el DOC [261], reducir el tiempo de *light-off* [262], e incrementar la tasa de regeneración pasiva en el DPF, además de la consiguiente reducción en la contrapresión de escape generada por los elementos del sistema de post-tratamiento debido al incremento de la densidad del gas que los atraviesa [17].

### 5.1.1. Objetivo

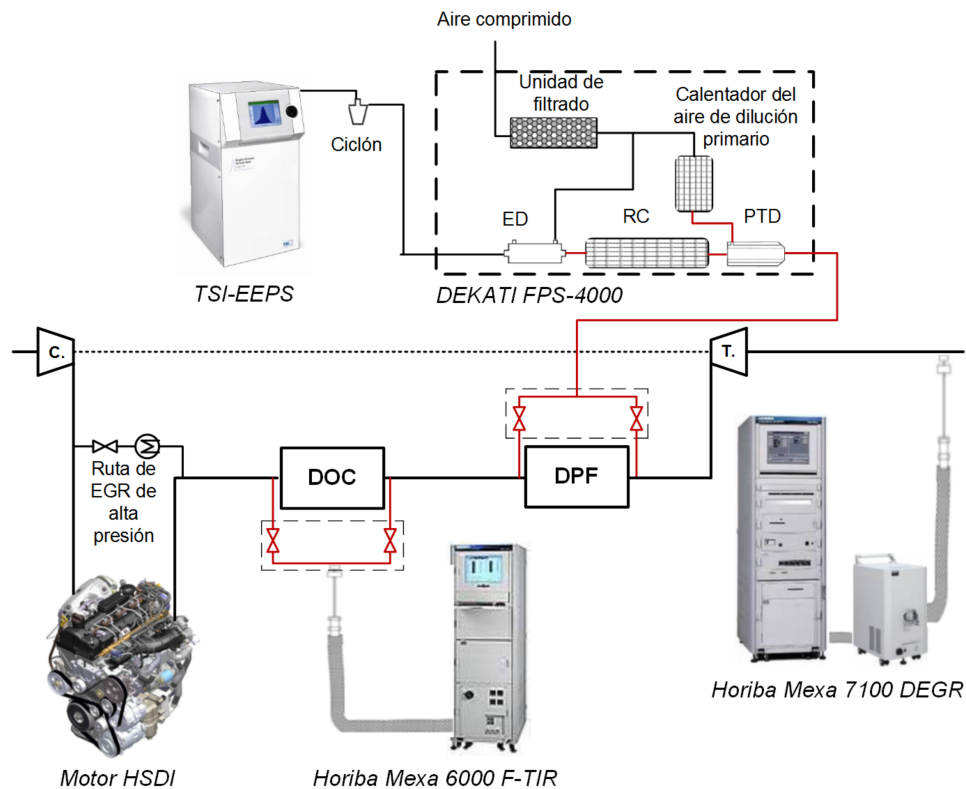
Aunque existe cierto número de trabajos donde se ha evaluado el efecto que tiene el posicionar el sistema de post-tratamiento aguas-arriba de la turbina en términos de prestaciones del motor [259, 260, 263, 264], apenas existen investigaciones centradas en evaluar la influencia que tiene el utilizar la arquitectura pre-turbo en términos de emisiones contaminantes. Además, la mayoría de los trabajos realizados se han centrado sobre todo en realización de ensayos bajo modos de operación estacionarios, y lo poco que se ha investigado en condiciones dinámicas se ha centrado en la evaluación de las prestaciones de motor [169], dejando casi a un lado las emisiones contaminantes.

Con el fin de explorar de qué manera varían los contaminantes emitidos a la atmósfera cuando se utiliza este tipo de arquitectura, el presente trabajo tiene como objetivo principal evaluar las emisiones de compuestos gaseosos (regulados y no regulados) y de partículas, así como la eficiencia de los diferentes elementos del sistema de post-tratamiento. Para ello, el estudio se ha extendido tanto a modos de operación estacionarios, como dinámicos.

## 5.2. Metodología experimental

Para el desarrollo de este trabajo se empleó el motor MEC-Di descrito en el Capítulo 3 de la presente Tesis, donde todas las características detalladas de éste quedan recogidas en la Tabla 3.1. El combustible empleado fue el diésel convencional descrito en la Tabla 3.5 dentro de ese mismo Capítulo.

La Figura 5.1 presenta el esquema de la instalación experimental empleada en este estudio, así como los equipos de medida utilizados, y los selectores de línea empleados para el muestreo de gases aguas-arriba y aguas-abajo en los sistemas de post-tratamiento para el cálculo de las eficiencias en DOC y DPF.



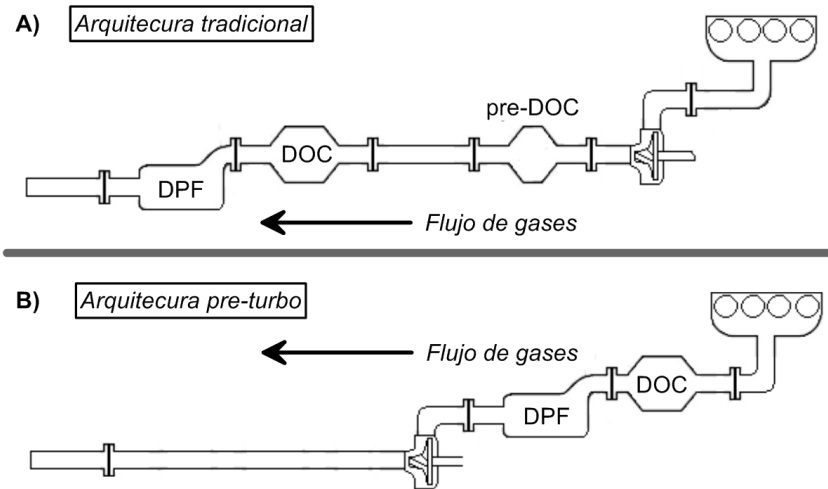
**Figura 5.1:** Instalación experimental para la evaluación de la influencia de la arquitectura pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento sobre las emisiones contaminantes de un motor MEC-Di.

Para llevar a cabo este trabajo se utilizaron diversos equipos para la medida de emisiones contaminantes, los cuales fueron ampliamente descritos en el Capítulo 3.

Por un lado, las emisiones de compuestos gaseosos regulados a la salida de la línea de escape fueron medidas mediante el analizador múltiple *HORIBA MEXA 7100-DEGR* [185]. Por otro lado, para la medida de la concentración numérica de partículas se utilizó el espectrómetro *TSI EEPS-3090* [193] conectado a un selector de línea *IAG MSJ02-HL* [202], permitiendo evaluar mediante el muestreo aguas-arriba y aguas-abajo del DPF la eficiencia de filtrado ( $FE^1$ ) durante los modos de operación estacionarios. Por último, las emisiones de compuestos gaseosos orgánicos e inorgánicos no regulados fueron evaluados mediante el espectrómetro *HORIBA MEXA 6000-FT* [186] conectado, también, a otro selector de línea *IAG MSJ02-HL* para el muestreo aguas-arriba y aguas-abajo del DOC durante los modos de operación estacionarios.

### 5.2.1. Arquitecturas del sistema de post-tratamiento sujetas a ensayos

Puesto que este estudio fue realizado modificando la configuración de los sistemas de post-tratamiento que incluía de serie la línea de gases de escape montada en el motor MEC-Di, es necesario definir las diferentes arquitecturas empleadas. En la Figura 5.2 se muestran las dos arquitecturas analizadas: tradicional y *pre-turbo*.



**Figura 5.2:** Representación esquemática de las dos arquitecturas de los sistemas de post-tratamiento. A) Arquitectura post-turbo. B) Arquitectura pre-turbo.

<sup>1</sup>Del inglés *Filtration efficiency*

- La configuración del sistema de post-tratamiento en la arquitectura tradicional (*post-turbo*) estuvo compuesta por un pre-DOC a la salida del turbogrupo, y de un DOC seguido de un DPF en la parte final de la línea de escape. La función del pre-DOC en la arquitectura tradicional está destinada a elevar la temperatura del gas de escape para alcanzar el límite de activación necesario del DOC.
- Sin embargo, el pre-DOC es prescindible cuando se incorpora la arquitectura *pre-turbo* ya que, en este caso, los sistemas del post-tratamiento están situados directamente a la salida del colector de escape y antes del turbogrupo, manteniendo una alta temperatura del gas de escape a través de los elementos.

Las especificaciones técnicas de los sistemas de post-tratamiento que se usaron para este estudio quedan detalladas en la Tabla 5.1.

**Tabla 5.1:** Especificaciones técnicas del DOC y DPF instalados en el motor MEC-Di.

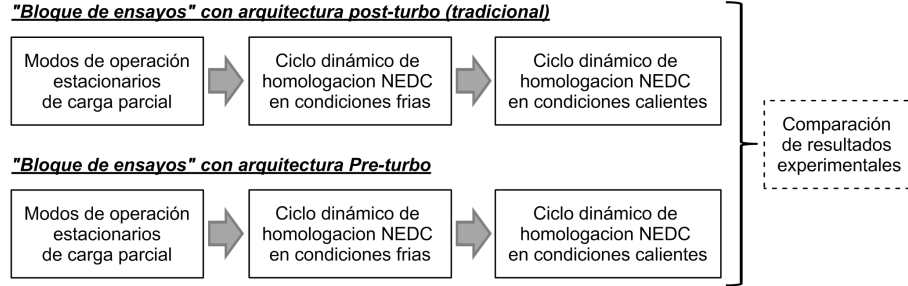
DOC			DPF		
Longitud	[m]	0.105	Longitud	[m]	0.165
Diámetro	[m]	0.145	Diámetro	[m]	0.135
Volumen	[L]	1.73	Volumen	[L]	2.36
Densidad de celda	[cpsi]	400	Densidad de celda	[cpsi]	200
Tamaño de celda	[mm]	0.94	Tamaño de celda	[mm]	1.47
Espesor de pared	[mm]	0.33	Espesor de pared	[mm]	0.32
Número de canales	[–]	10240	Número de canales	[–]	4470
Superficie catalítica	[m <sup>2</sup> ]	4.04	Superficie de filtrado	[m <sup>2</sup> ]	2.17
			Permeabilidad	[mm]	$3.175 \times 10^{-13}$

### 5.2.2. Plan de ensayos

Puesto que el objetivo de este trabajo fue evaluar la influencia de la arquitectura del sistema de post-tratamiento sobre las emisiones contaminantes que expulsa un motor MEC-Di, el plan de ensayos diseñado se extendió tanto a modos de operación estacionarios, como a la realización de ciclos dinámicos NEDC.

La metodología de análisis de los resultados se ha basado en la comparación entre los ensayos realizados con la arquitectura tradicional (tomada como referencia), frente a la repetición de los mismos ensayos cuando la arquitectura utilizada fue *pre-turbo*. Para este propósito se definió un “*bloque de ensayos*” experimentales. En la Figura 5.3 se detalla la secuencia del proceso de ejecución de los ensayos planteados.

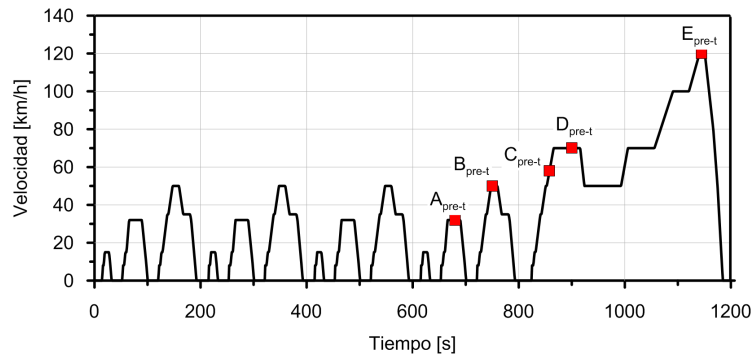
Cada “*bloque de ensayos*” experimentales estuvo compuesto por los siguientes test:



**Figura 5.3:** "Bloque de ensayos" experimentales realizados para la evaluación de la influencia de la arquitectura del sistema de post-tratamiento sobre las emisiones de un motor MEC-Di.

#### ■ Modos de operación estacionarios de carga parcial

Los modos de operación estacionarios que se realizaron alcanzaron como máximo el 25 % de carga (carga parcial). Estos modos fueron seleccionados en base al ciclo dinámico NEDC, centrándose en las mesetas que presentan una velocidad constante en los diferentes tramos del ciclo, y los cuales permanecen estables por, al menos, tres segundos. La Figura 5.4 muestra la evolución de la velocidad durante el ciclo NEDC frente al tiempo y cuales han sido los puntos seleccionados.



**Figura 5.4:** Selección de modos de operación estacionarios de carga parcial en base a las mesetas del NEDC.

Además, otro criterio utilizado para la selección de estos modos de operación fueron las condiciones térmicas alcanzadas en la línea de escape debido a la gran influencia de la temperatura sobre los fenómenos que ocurren dentro del sistema de post-tratamiento, así como las emisiones contaminantes que expulsa el motor.

Estos modos de operación se caracterizan, también, por presentar diferentes tasas de EGR y características geométricas en las PSDs, tanto en forma como en cantidad de partículas emitidas. En la Tabla 5.2 se detallan los diferentes parámetros de los modos de operación estacionarios seleccionados.

**Tabla 5.2:** *Parámetros principales de los modos de operación estacionarios seleccionados para el estudio de la influencia de la arquitectura de los sistemas de post-tratamiento en el motor MEC-Di.*

Modo	Régimen	Par	Carga	SOI	Tasa de EGR
	[rpm]	[N.m]	[%]	[°]	[%]
A <sub>pre-t</sub>	1370	15	7	-1.62	48.5
B <sub>pre-t</sub>	1960	16	8	-0.40	36
C <sub>pre-t</sub>	1660	104	21	-3.54	14
D <sub>pre-t</sub>	1580	42	10	-2.98	36.5
E <sub>pre-t</sub>	2240	89	25	-1.2	13

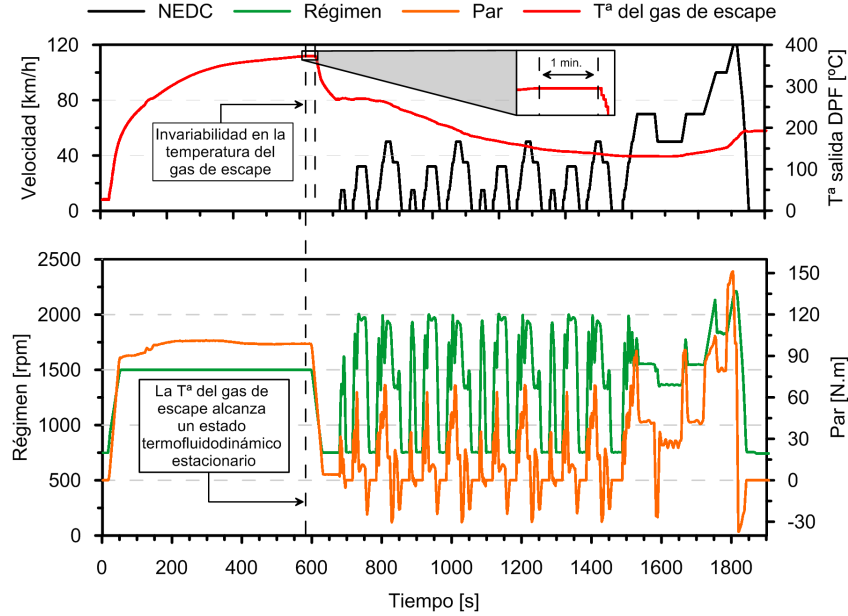
#### ■ Modos de operación dinámico (NEDC)

La segunda fase del análisis se centró en la evaluación de las emisiones contaminantes en el motor MEC-Di funcionando bajo el ciclo dinámico para homologación de vehículos ligeros NEDC. En este caso, dentro del mismo ensayo, se llevaron a cabo dos tipos diferentes de ciclo: en condiciones “frías”, y en condiciones calientes.

- El ensayo del ciclo en condiciones “frías” (con unas condiciones térmicas de los fluidos del motor entre 20°C y 35°C) tuvo como objetivo principal evaluar el tiempo de *light-off* del DOC, es decir, el periodo que se requiere para que la eficiencia de conversión del CO y HC alcance un 80 %. Además, se procedió al estudio de los niveles de emisión de partículas respecto a la actual normativa.
- El ensayo de este ciclo en condiciones calientes tuvo como objetivo principal evaluar la influencia de la arquitectura de los sistemas de post-tratamiento sobre las emisiones contaminantes, eliminando la influencia de los transitorios térmicos que se producen cuando el ciclo es realizado en condiciones “frías”.

Para la realización de los ciclos NEDC en condiciones calientes, se llevó a cabo un ensayo de acondicionamiento térmico del motor previo. En la Figura 5.5 se muestra la temperatura del gas de escape durante un ensayo completo de la realización de este periodo de acondicionamiento térmico seguido de un NEDC en condiciones calientes. El procedimiento fue realizado haciendo funcionar el motor en un modo de operación estacionario de carga parcial a 1500 rpm y 25 % de carga ( $\approx 100$  N.m), y estableciendo como criterio para determinar la estabilización térmica del motor la medida de la temperatura del gas de escape

a la salida del DPF, asegurándose que, de este modo, todos los ensayos fueron realizados bajo las mismas condiciones.

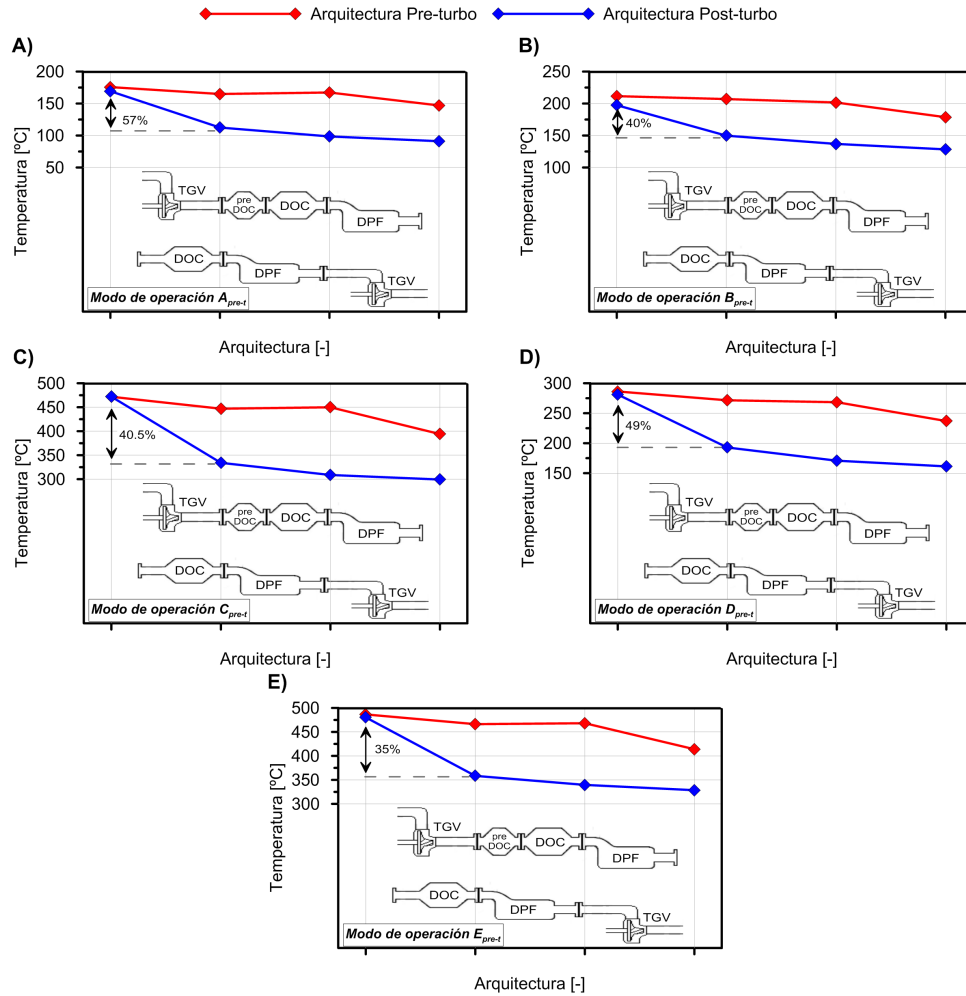


**Figura 5.5:** Acondicionamiento térmico previo a la realización de un NEDC en condiciones calientes.

### 5.3. Análisis de las emisiones contaminantes durante los modos de operación estacionarios

Uno de los parámetros principales para el correcto funcionamiento de los sistemas de post-tratamiento es la temperatura a la que se encuentra el gas de escape que los atraviesa [265], por lo que el primer parámetro que se estudió para empezar a analizar los modos de operación estacionarios de carga parcial fue la evolución de dicha temperatura en los diferentes puntos de medida a lo largo de toda la línea de escape y en ambas configuraciones, tal y como puede observarse en la Figura 5.6. Esta figura muestra la variación de la temperatura del gas en cada uno de los elementos del sistema de post-tratamiento, observándose un aumento mínimo del 35% y máximo del 57% en los modos de operación  $E_{(pre-t)}$  y  $A_{(pre-t)}$  con la arquitectura pre-turbo y respecto de la arquitectura tradicional, respectivamente. Con este ensayo, quedó demostrado que el aumento térmico a la entrada de los sistemas de post-tratamiento con la arquitectura pre-turbo se consigue en todos los casos.





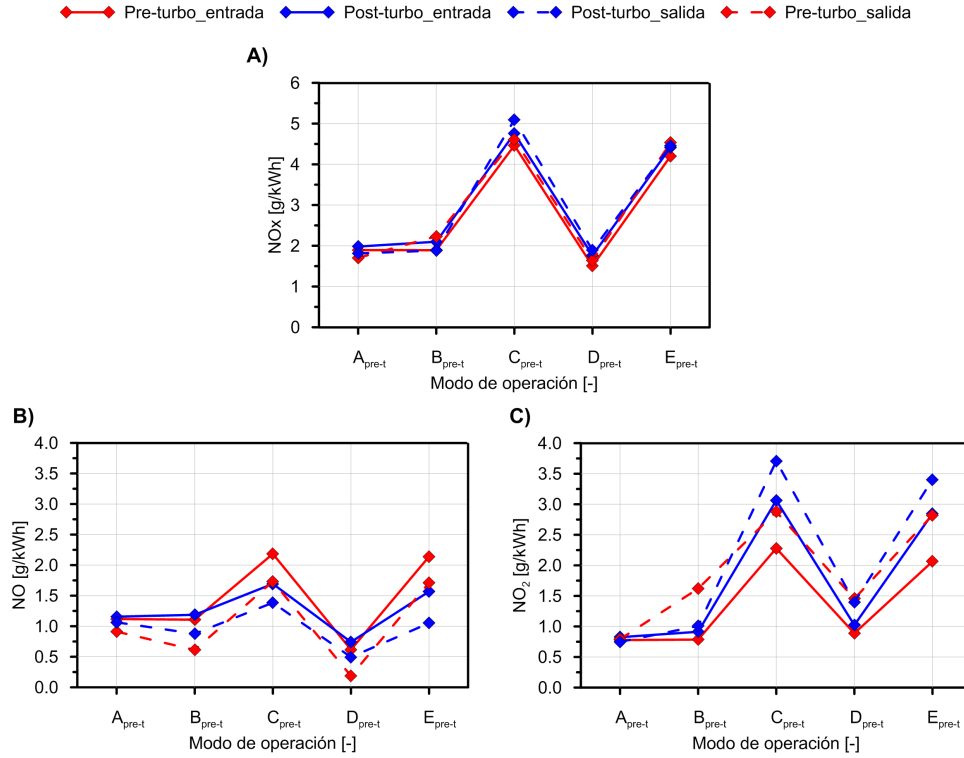
**Figura 5.6:** Evolución de la temperatura del gas a lo largo de la línea de escape con las dos arquitecturas estudiadas durante los modos de operación estacionarios.

### 5.3.1. Emisión de compuestos gaseosos durante los modos de operación estacionarios

#### 5.3.1.1. Óxidos de nitrógeno

En primer lugar, la Figura 5.7.A muestra que los NO<sub>x</sub> a la entrada y a la salida del DOC permanecieron prácticamente invariantes a través de este elemento e indepen-

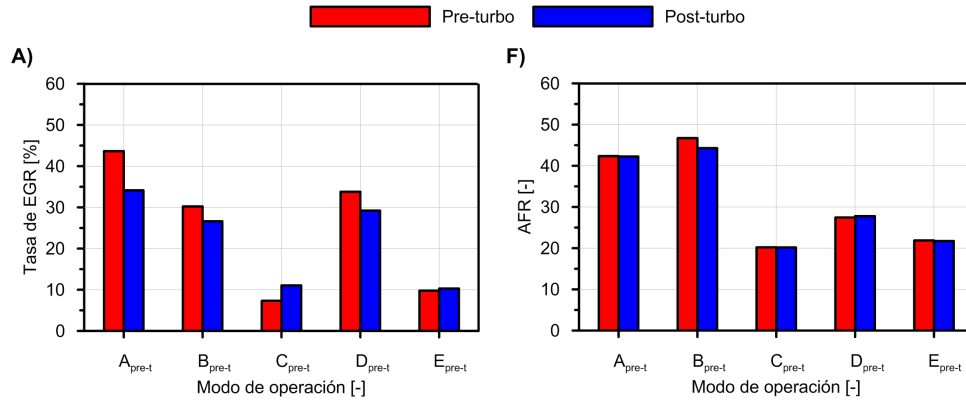
dientemente de la arquitectura empleada (una vez que el light-off estuvo activo). Sin embargo, centrando el análisis en cada fracción de NO<sub>x</sub> por separado (NO y NO<sub>2</sub>), se descubrió que éstos no permanecieron inalterados en cada arquitectura empleada.



**Figura 5.7:** Análisis de los óxidos de nitrógeno en el DOC durante los modos de operación estacionarios. A) NO<sub>x</sub> totales, B) NO y C) NO<sub>2</sub>.

En la Figura 5.7.B se puede observar que la concentración de NO a la entrada del DOC en arquitectura pre-turbo fue similar a la que se tiene a la entrada del DOC en arquitectura post-turbo en todos los modos estudiados, exceptuando los casos en los modos C<sub>(pre-t)</sub> y E<sub>(pre-t)</sub>, en los que fue superior. Esto fue debido, principalmente, al descenso de la tasa de EGR conseguida en arquitectura pre-turbo y la regulación con AF constante, tal y como muestran los gráficos A y B de la Figura 5.8, respectivamente. Debido al aumento de la densidad en la mezcla de admisión y el aumento de la cantidad de O<sub>2</sub> inducido por la disminución de la tasa de EGR, se produjo un incremento de NO en estos modos de operación y, a su vez, un descenso del NO<sub>2</sub>, mostrado en la Figura 5.7.C.

Cuando el análisis se enfocó sobre las emisiones a la salida del DOC, la Figura 5.7.B muestra una reducción del NO en ambas configuraciones y en todos los modos, siendo



**Figura 5.8:** Tasa de EGR realizada y AF en el gas de escape.

mucho más acusada esta reducción en los resultados observados con la arquitectura pre-turbo. Puesto que el ratio de oxidación de NO a NO<sub>2</sub> es altamente dependiente de la temperatura del gas de escape [266, 267], el incremento de la temperatura a la entrada del DOC (Figura 5.6) favoreció esta conversión, produciendo más NO<sub>2</sub> a la salida del DOC en arquitectura pre-turbo, tal y como se puede observar en la Figura 5.7.C.

### 5.3.1.2. Amoníaco, dióxido de azufre y oxido de dinitrogeno

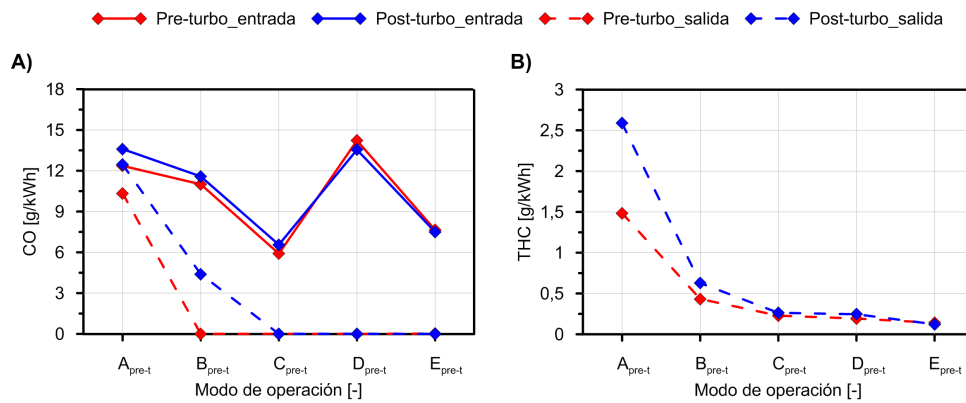
Las concentraciones medidas de estos compuestos inorgánicos, tanto a la entrada como a la salida del DOC, son prácticamente inexistentes en todos los modos de operación ensayados y con ambas arquitecturas, situándose los valores medidos dentro de la sensibilidad del analizador utilizado ( $\pm 4$  ppm con un F.E. de 200 ppm), tal y como previamente se ha especificado en la Tabla 3.9 del Capítulo 3.

Por un lado, debido al muy bajo contenido de azufre en el combustible utilizado (<10 ppm) [173], la formación de SO<sub>2</sub> es nula. Por otro lado, NH<sub>3</sub> es un compuesto que está presente, generalmente, cuando se utilizan sistemas SCRs [135, 268], para los cuales se emplea urea como aditivo para la reducción de los NO<sub>x</sub> en un medio catalítico, tal y como se ha explicado en el Capítulo 2. Puesto que la arquitectura del sistema de post-tratamiento no incluye un SCR, la presencia de NH<sub>3</sub> fue nula.

Por último, la formación del N<sub>2</sub>O se ve altamente influenciada cuando hay presencia de NH<sub>3</sub> y ácido cianhídrico (HCN). El HCN producido actúa de fuente activa para la formación de N<sub>2</sub>O [269]. Por lo tanto, en ausencia de ambos compuestos y de sistema SCR, la formación de N<sub>2</sub>O fue, también, prácticamente inexistente.

### 5.3.1.3. Monóxido de carbono e hidrocarburos totales sin quemar

Tal y como se ha expuesto en el Capítulo 2, el CO es un compuesto altamente perjudicial para la salud humana, por lo que cualquier reducción de éste será beneficiosa para el medio ambiente. La emisión de CO es debida fundamentalmente a la combustión incompleta, y la emisión de este compuesto está estrechamente ligada a los HC, ya que los dos son principalmente debidos a la oxidación parcial de los componentes del combustible.



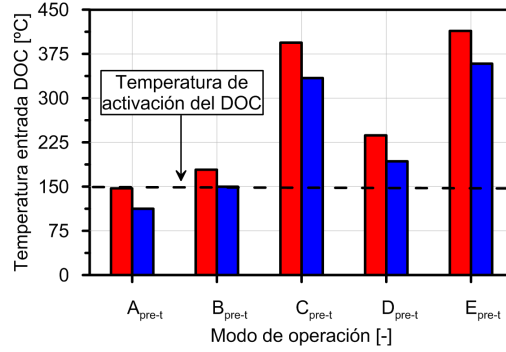
**Figura 5.9:** Análisis de los productos inquemados durante los modos de operación estacionarios. A) CO. B) HC.

En la Figura 5.9.A puede observarse que la emisión de CO a la entrada del DOC fue similar en las dos arquitecturas comparadas. En cambio, cuando este compuesto se analizó aguas-abajo del DOC, se obtuvo una importante reducción de éste en los modos A<sub>(pre-t)</sub> y B<sub>(pre-t)</sub> empleando la arquitectura pre-turbo, y comparado con la arquitectura post-turbo.

En el caso de los HC, no existen medidas aguas-arriba del DOC debido a que el analizador utilizado (*HORIBA MEXA 6000-FT*) solo mide hidrocarburos ligeros de hasta 7 carbonos, estando el analizador que mide los HC totales (*HORIBA MEXA 7100-DEGR*) situado al final de la línea de escape. Sin embargo, aguas-abajo del DOC se pudo observar una tendencia similar a la encontrada en el CO, tal y como se muestra en la Figura 5.9, incrementando la tasa de oxidación de HC en los modos A<sub>(pre-t)</sub> y B<sub>(pre-t)</sub>.

En el catalizador utilizado, el *light-off* se sitúa en torno a los 155°C. Durante estos dos modos de operación (A<sub>(pre-t)</sub> y B<sub>(pre-t)</sub>), la temperatura del gas a entrada del catalizador no alcanzó, o se situó en un ligero nivel inferior, estos valores con arquitectura post-turbo, tal y como muestra la Figura 5.10. En cambio, el aumento térmico conseguido con la arquitectura pre-turbo sitúa estos dos modos de operación

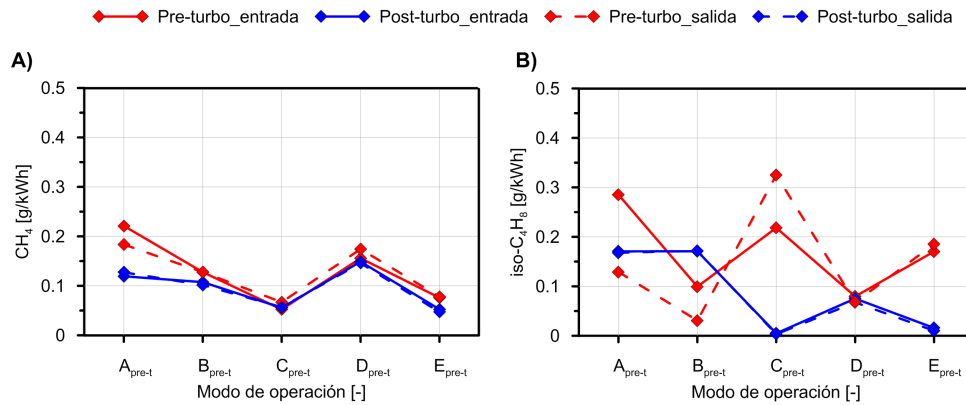
dentro del rango de temperatura en el que el DOC pudo estar activo, produciendo un descenso del CO emitido a la atmósfera.



**Figura 5.10:** Temperatura del gas de escape a la entrada del DOC durante los modos de operación estacionarios.

#### 5.3.1.4. Hidrocarburos ligeros sin quemar

Durante el proceso de combustión en motores MEC-Di, el combustible no se llega a mezclar completamente con el oxígeno requerido para realizar la combustión total y completa. Los hidrocarburos sin quemar son emitidos como resultado de una combustión incompleta, donde parte del combustible no es oxidado, tal y como se ha explicado anteriormente.



**Figura 5.11:** Análisis de los hidrocarburos ligeros sin quemar ( $<7^{\circ}\text{C}$ ) durante los modos de operación estacionarios. A) CH<sub>4</sub>. B) iso – C<sub>4</sub>H<sub>8</sub>.

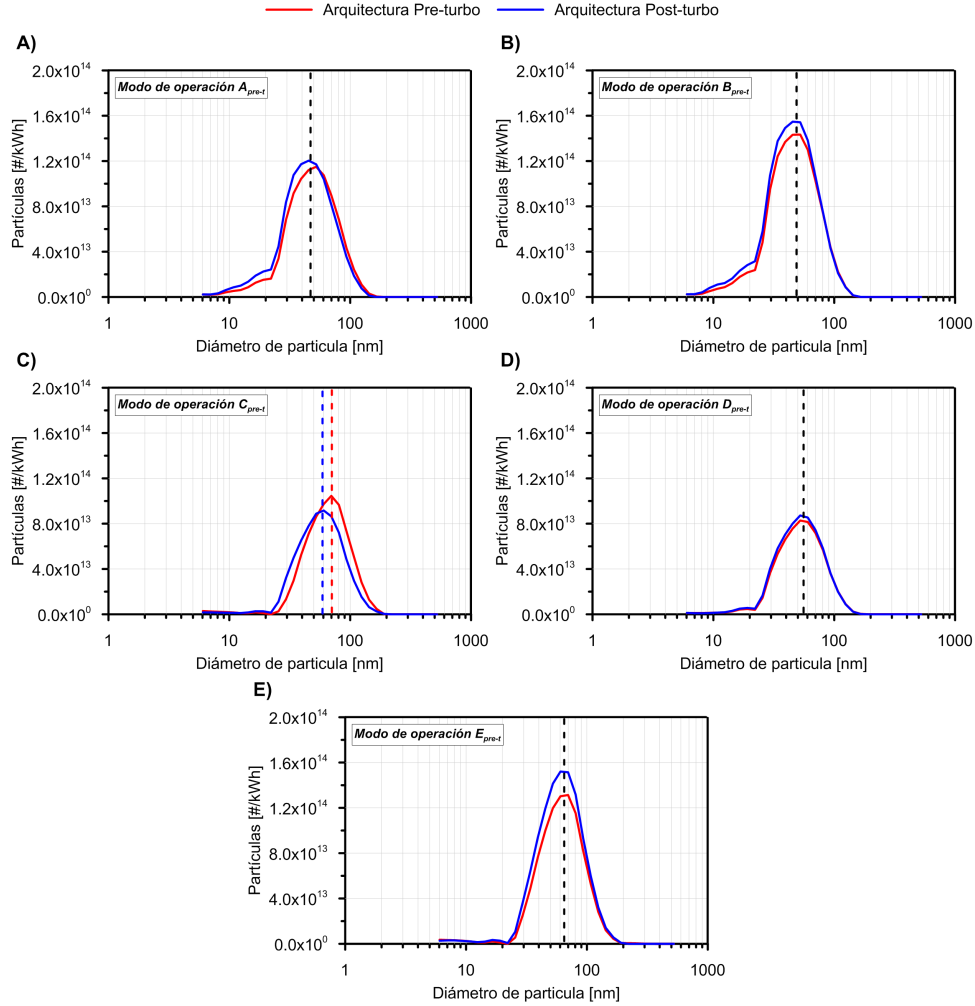
De todos los compuestos mencionados en la Tabla 3.9 del Capítulo 3 y que son posibles de detectar con el espectrómetro *HORIBA MEXA 6000-FT*, en la Figura 5.11 solo se muestra la emisión de metano ( $\text{CH}_4$ ) e iso-buteno (iso- $\text{C}_4\text{H}_8$ ), ya que las concentraciones medidas de etileno ( $\text{C}_2\text{H}_4$ ), etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), propileno ( $\text{C}_3\text{H}_6$ ), 1,3 butadieno (1,3- $\text{C}_4\text{H}_6$ ), n-butano (n- $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ), benceno ( $\text{C}_6\text{H}_6$ ) y tolueno ( $\text{C}_7\text{H}_8$ ), fueron prácticamente inexistentes, situándose los valores medidos dentro de la sensibilidad del analizador utilizado ( $\pm 4$  ppm con un FE de 200 ppm). Por un lado, el  $\text{CH}_4$  muestra una emisión constante independientemente del modo de operación analizado. Por otro lado, las variaciones que se observaron en el iso- $\text{C}_4\text{H}_8$  durante los diferentes modos de operación confirmaron que los niveles más altos de emisión de hidrocarburos sin quemar ocurren a bajo régimen y baja carga.

### 5.3.2. Emisión de partículas durante los modos de operación estacionarios

En este apartado se recogen los resultados del efecto del uso de la arquitectura pre-turbo sobre la emisión de partículas generada durante los modos de operación estacionarios. En primer lugar cabe destacar que aunque existen pequeñas diferencias en las PSDs medidas aguas-arriba del DPF), estas diferencias son muy poco apreciables, tal y como muestra la Figura 5.12. A pesar de que esa diferencia es muy pequeña, fue necesario un análisis por separado de las fracciones que componen las PSDs para poder comprender la influencia de la arquitectura del sistema de post-tratamiento sobre la emisión de partículas.

Normalmente, el tamaño de las partículas crece a lo largo de la línea de escape debido a los fenómenos de coalescencia y agregación por condensación de hidrocarburos [64]. Estos procesos causan el crecimiento de las partículas debido a la caída de temperatura sufrida a causa de las pérdidas por transferencia de calor en todos los elementos de la línea de escape [270].

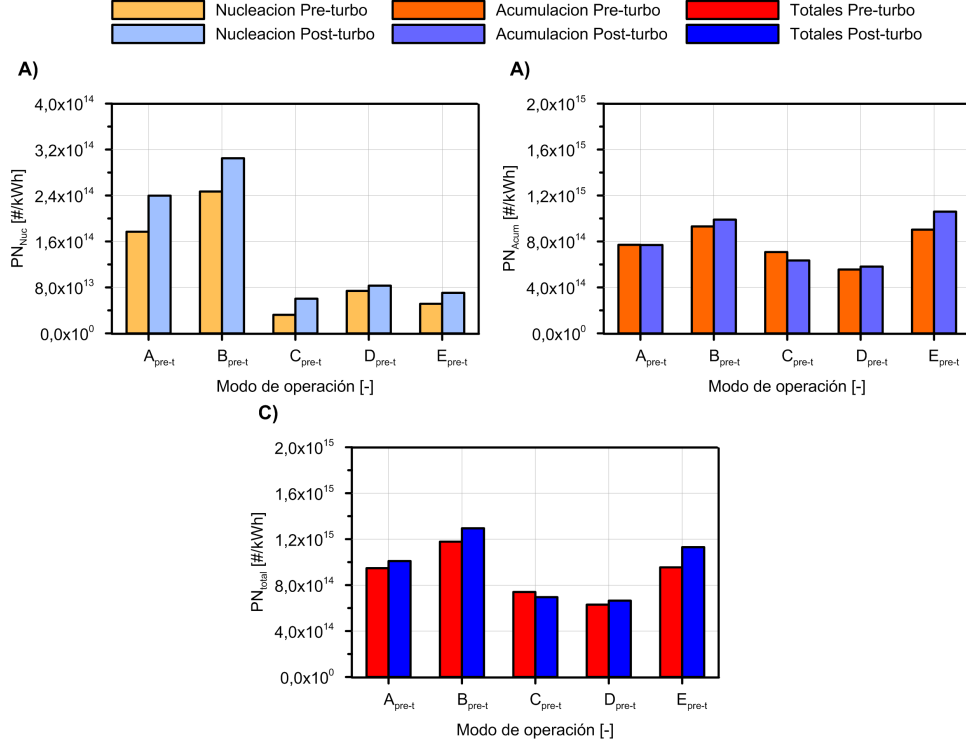
Previamente, en la Figura 5.6 del apartado 5.3 se ha mostrado la evolución de la temperatura del gas sufrida en cada elemento de la línea de escape para cada modo de operación empleado, pudiéndose observar los niveles superiores de temperatura alcanzados en arquitectura pre-turbo. Además, debido al hecho de que la turbina recupera una gran cantidad de la energía de los gases de escape [259], la caída de temperatura máxima se alcanza en este elemento, por lo que con la arquitectura pre-turbo se dispone de mayor energía térmica cuando el gas atraviesa los elementos del post-tratamiento. Ésto contribuye a prevenir los fenómenos de coalescencia y agregación por condensación bajo modos de operación estacionarios en los que las temperaturas de escape no son muy elevadas.



**Figura 5.12:** PSDs aguas-arriba del DPF durante los modos de operación estacionarios.

Cuando las PSDs fueron evaluadas en detalle y descompuestas en moda nucleación y moda acumulación [271], se pudo comprobar una reducción de las partículas pertenecientes a ambas modas cuando se utilizó la arquitectura pre-turbo y, en consecuencia, una reducción en las partículas totales emitidas por el motor. Estas reducciones quedaron plasmadas en los gráficos A, B y C de la Figura 5.13.

Por un lado, la reducción de las partículas de la moda acumulación y moda nucleación sugirió que ciertas partículas que terminan su formación a lo largo de la línea de escape con la arquitectura tradicional, no lo hicieron cuando se utilizó la arquitectura



**Figura 5.13:** Fracciones de partículas emitidas aguas-arriba del DPF durante los modos de operación estacionarios. A) Moda nucleación. B) Moda acumulación. C) Partículas totales.

pre-turbo debido a la reducción de la longitud de la ruta de escape hasta el DPF [64].

Por otro lado, la nucleación homogénea ocurre cuando existe energía libre suficiente en los hidrocarburos en fase gas para formar racimos esféricos de forma espontánea. Esta nucleación homogénea puede ser evaluada mediante la teoría Reiss-Katz-Cohen (RKC) [272] a través de la Ecuación 5.1

$$J = \frac{a}{\rho} \sqrt{\left(\frac{2 \cdot N_A^3 \cdot \sigma \cdot M}{\pi}\right)} \cdot \left(\frac{S \cdot P_e}{R \cdot T}\right)^2 \cdot \exp \left[ \frac{-16 \pi \cdot N_A}{3 \cdot (\ln S)^2} \cdot \left(\frac{M}{\rho}\right)^2 \cdot \left(\frac{\sigma}{R \cdot T}\right)^3 \right] \quad (5.1)$$

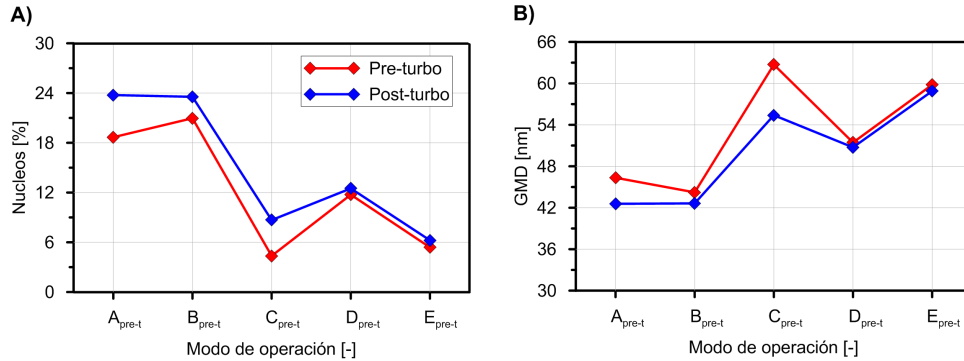
Donde  $J$  es el ratio de nucleación,  $N_A$  el número de Avogadro,  $P_e$  la presión de equilibrio del gas en fase vapor,  $T$  es la temperatura del gas,  $M$  representa el peso molecular del gas en fase vapor,  $\rho$  es la densidad líquida,  $\sigma$  la tensión superficial,  $R$  la constante universal de los gases,  $a$  el coeficiente de condensación y, por último,  $S$  es



el grado de saturación obtenido mediante  $S=P/P_e$ , siendo  $P$  la presión local del gas.

De este modo, los valores de presión y temperatura del gas de escape en la arquitectura pre-turbo se situaron en niveles superiores a los alcanzados durante los ensayos con la arquitectura tradicional, por lo que un incremento de estas dos variables proporcionó una reducción en el ratio de nucleación tal y como puede observarse en la Figura 5.13.A. En el caso de la arquitectura tradicional, los fenómenos de adsorción y condensación de los compuestos orgánicos de alto peso molecular, tales como los hidrocarburos sin quemar, hidrocarburos oxigenados o los PAH [67], causaron un incremento global del diámetro de las partículas y, posiblemente, la generación de algunas nuevas. Sin embargo, este fenómeno no tuvo lugar con tanta intensidad con la arquitectura pre-turbo ya que las partículas recorrieron una ruta más corta en la línea de escape.

Consecuentemente, cierta cantidad de partículas de la moda nucleación pudieron no llegarse a formar previamente a pasar por el DPF, siendo trasegadas en forma de hidrocarburos en fase gas a través de este elemento. Esto llevó a un descenso general del porcentaje de núcleos presente en las partículas totales (Figura 5.14.A) y un incremento del GMD (Figura 5.14.B) obtenidos a través de la evaluación de las PSDs.

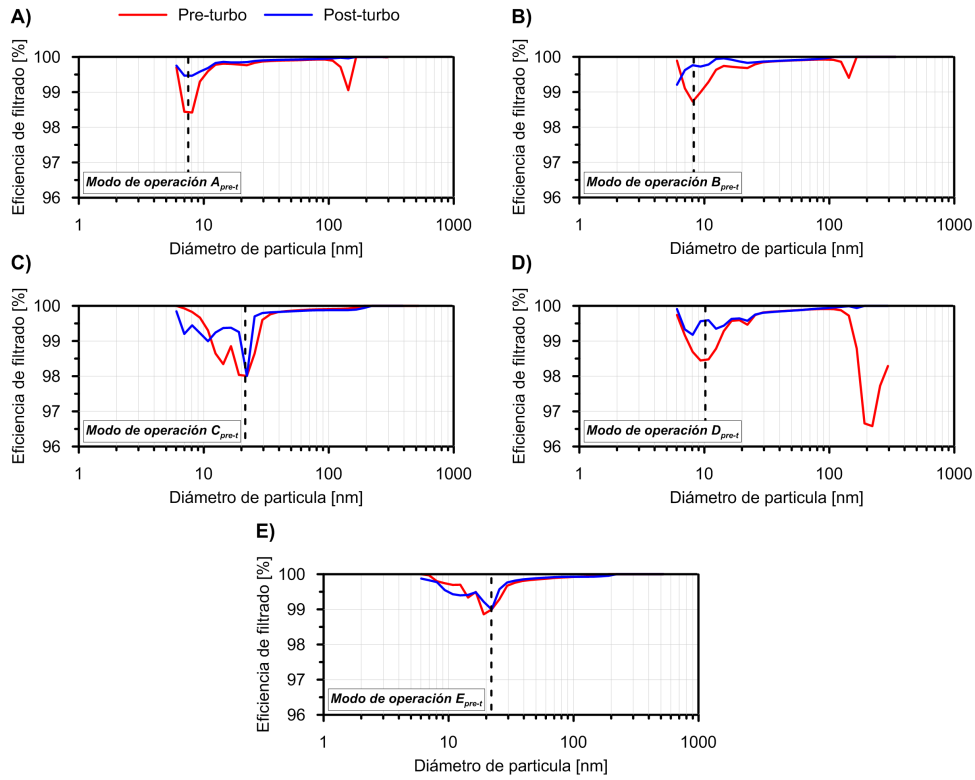


**Figura 5.14:** Porcentaje de núcleos y GMD de las PSDs aguas-arriba del DPF durante los modos de operación estacionarios.

Cuando el análisis se enfocó en la emisión de partículas aguas-abajo del DPF, la variación fue mucho más acusada entre las dos arquitecturas utilizadas, permitiendo el paso de ciertas partículas menores a 30 nm. Sin embargo, la eficiencia de filtrado mostrada en la Figura 5.15, se situó en niveles muy elevados y dentro del rango de eficiencia mostrado por los DPFs de flujo de pared. Así pues, la eficiencia global calculada se situó en un rango superior al 99 % [246], con mínimos locales alrededor del 97 %. En primer lugar, tal y como indica la eficiencia de filtrado (FE) en función del diámetro, el DPF se comportó del mismo modo en ambas configuraciones en un rango de diámetros entre 20 y 150 nm. En contraste, la FE sufrió un descenso en

partículas cuyos diámetros son inferiores a 20 nm cuando se utilizó la arquitectura pre-turbo en casi todos los modos de operación.

La razón del descenso de la eficiencia en el DPF para estos diámetros radica en el proceso de regeneración pasiva que se lleva a cabo cuando las condiciones del gas de escape son las mostradas en arquitectura pre-turbo [273]. Para verificar que este proceso estaba ocurriendo, el DPF fue pesado antes y después de la secuencia de ensayos de los diferentes modos de operación llevada a cabo. En este sentido, se encontró una reducción en la masa de hollín acumulada en el DPF con la arquitectura pre-turbo respecto al mismo ensayo realizado con la arquitectura tradicional.



**Figura 5.15:** Eficiencia de filtrado en el DPF durante los modos de operación estacionarios.

Por último, analizando la FE por encima de diámetros superiores a 150 nm, para los modos de operación A<sub>(pre-t)</sub>, B<sub>(pre-t)</sub> y D<sub>(pre-t)</sub>, donde el porcentaje de carga en el motor estuvo situada por debajo del 10 %, se produjo un descenso de la eficiencia de filtrado en el caso de la arquitectura pre-turbo [274], tal y como puede observarse en las Figuras 5.15.A, 5.15.B y 5.15.D. Aunque que el diámetro de partícula de mayor

penetración en el DPF está situado en diámetros comprendidos entre los 5 y 20 nm (líneas discontinuas de la Figura 5.15), el resultado de la disminución de eficiencia por encima de los 150 nm puede estar relacionado con el cruce de las curvas de los diferentes mecanismos de filtrado en esta región [275].

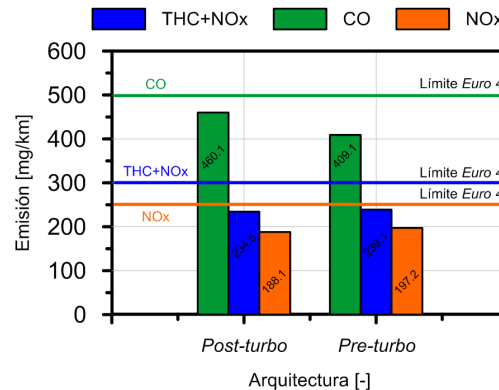
## 5.4. Análisis de las emisiones contaminantes durante el ciclo dinámico NEDC

Una vez analizados los compuestos gaseosos y de partículas durante los modos de operación estacionarios, en este apartado se incluirán los resultados de los ensayos realizados siguiendo el ciclo dinámico de homologación para vehículos ligeros.

### 5.4.1. Emisión de compuestos gaseosos durante el NEDC

#### 5.4.1.1. Compuestos gaseosos regulados: Ciclo en condiciones “frías”.

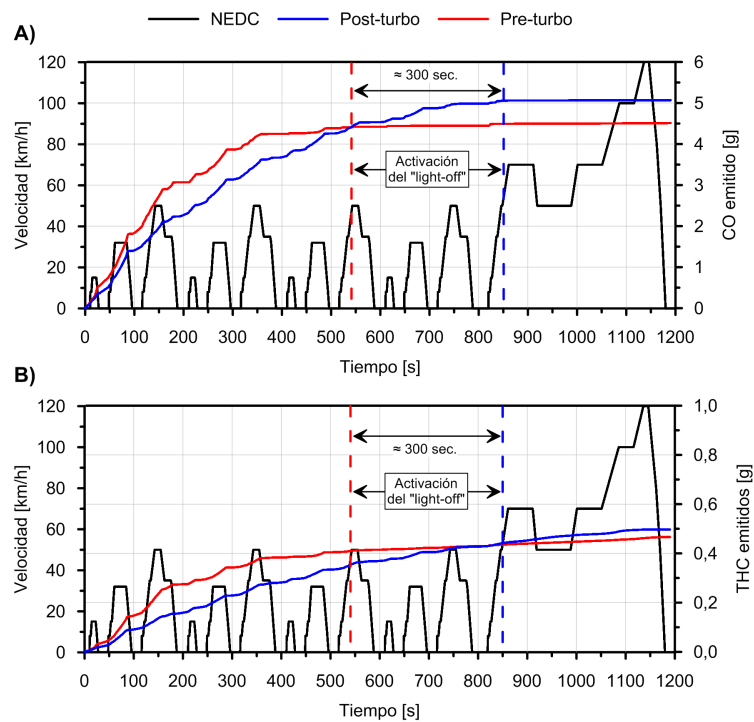
La primera parte del análisis de los resultados derivados de los ciclos NEDC estuvo orientada a comparar los compuestos gaseosos regulados emitidos a la atmósfera con ambas configuraciones. En este caso, el motor MEC-Di llevado a estudio cumplía con la normativa *Euro 4*, por lo que los valores límites a evaluar cuando se usó la arquitectura pre-turbo fueron los correspondientes a esta normativa.



**Figura 5.16:** Emisión específica de los compuestos gaseosos regulados durante el NEDC.

Por un lado, la Figura 5.16 muestra los valores que se obtuvieron con ambas arquitecturas, quedando demostrado que con el uso de arquitectura pre-turbo se cumpliría con la normativa para la que se está comparando.

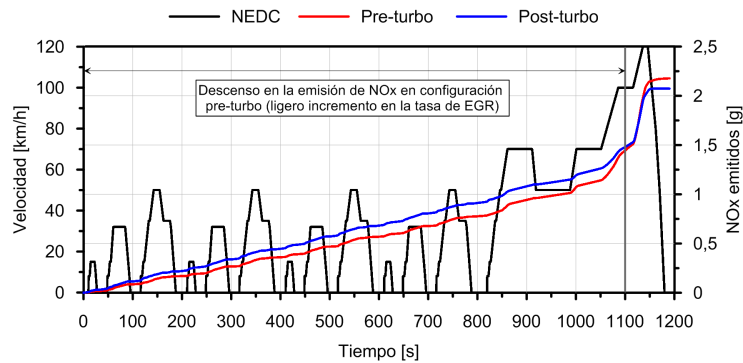
Por otro lado, centrando el análisis en la evolución de la emisión acumulada de cada compuesto a lo largo del ciclo, en primer lugar, se pudo observar que con la arquitectura pre-turbo se produjo un descenso en la emisión de CO y THC que es emitido a la atmósfera. Además, en la Figura 5.17.A y 5.17.B se muestra que la tendencia de emisión fue similar en ambos casos. En la arquitectura pre-turbo, la situación del DOC (aguas-arriba del DPF y antes de la turbina) redujo el tiempo requerido para alcanzar la temperatura de *light-off* ( $\sim 155^{\circ}\text{C}$ ) alrededor de 300 segundos menos, permitiendo una reducción del 11 % y del 2 % en el CO y THC, respectivamente.



**Figura 5.17:** Evolución del A) CO y B) HC durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo.

Los resultados en cuanto a emisión de NOx totales con las diferentes arquitectura y durante el NEDC están representados en la Figura 5.18.C. En términos generales, lo que se observó es que la emisión acumulada de NOx con la arquitectura pre-turbo es ligeramente superior a la emisión obtenida con la arquitectura post-turbo. Por un lado, durante las fases urbanas del ciclo, la emisión se vio reducida con la arquitectura pre-turbo. Este comportamiento fue debido a que la válvula de EGR se encontraba ligeramente más abierta para poder alcanzar la presión de admisión lograda con la arquitectura post-turbo, permitiendo realizar, de este modo, una mayor tasa de EGR durante estos tramos. Por otro lado, durante la fase extraurbana, la presión de admi-

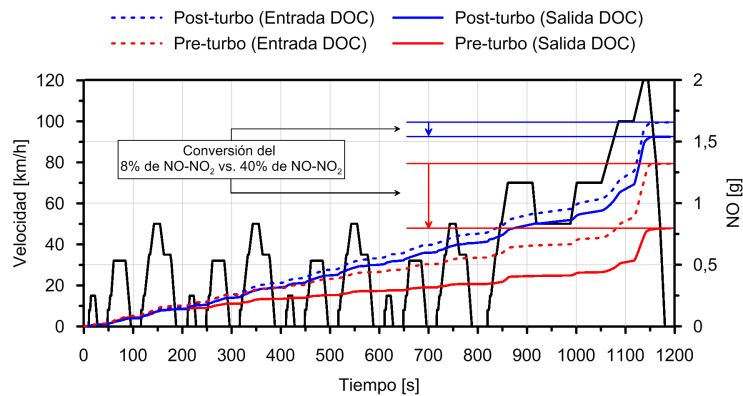
sión no logró ser la suficiente debido a que al estar situado el turbogrupo aguas-abajo de los sistemas de post-tratamiento, éstos amortiguan y reducen la amplitud de los pulsos que proporcionan la energía necesaria para el funcionamiento de la turbina [169], por lo que la posición de los alabes de la turbina de geometría variable (TGV) del turbogrupo del motor fueron ligeramente modificados para que el compresor trasegase mayor masa de aire y en consecuencia se emitieron mayor cantidad de NOx.



**Figura 5.18:** Evolución de los NOx durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo.

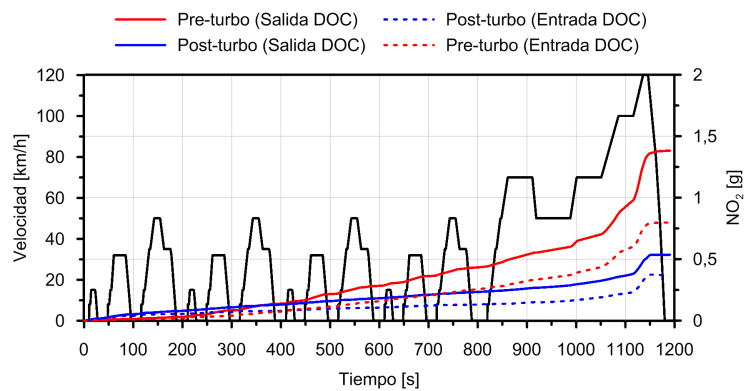
#### 5.4.1.2. Óxidos de nitrógeno durante el NEDC

Desde el punto de vista de la concentración de NO, el incremento de la tasa de EGR durante las fases urbanas con la arquitectura pre-turbo propició una reducción de este compuesto a la entrada del DOC, tal y como se puede observar en la Figura 5.19.



**Figura 5.19:** Evolución de la emisión de NO durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo.

Complementariamente, la emisión de este compuesto a la salida del DOC se vio reducida casi al 50 %, teniendo este hecho una importancia muy relevante debido a que la conversión de NO a NO<sub>2</sub> que se produce en el DOC llega a alcanzar el 40 %, comparándola con el 8 % alcanzado con la arquitectura tradicional. Al igual que los resultados mostrados con los modos de operación estacionarios, la conversión del NO a NO<sub>2</sub> es altamente dependiente de la temperatura del gas de escape. El aumento térmico alcanzado por el gas de escape a la entrada de este elemento debido a que no había pasado previamente por el proceso de expansión de la turbina implicó, por tanto, una mayor conversión de NO, tal y como muestra la Figura 5.20.

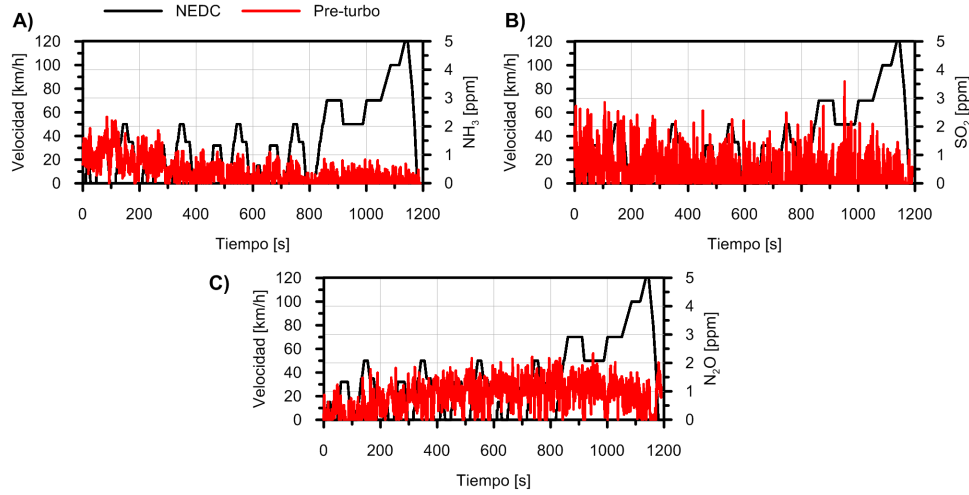


**Figura 5.20:** Evolución de la emisión de NO<sub>2</sub> durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo.

#### 5.4.1.3. Amoníaco, dióxido de azufre y óxido de dinitrógeno durante el NEDC

Tal y como se ha explicado previamente en el apartado 5.3.1.2 de este mismo Capítulo, la emisión de estos compuestos no regulados durante los modos de operación estacionarios fueron prácticamente nulas. Sin embargo, la emisión de éstos compuestos puede producirse cuando las condiciones con las que opera el motor son transitorias, por lo que estas emisiones también se analizaron durante el NEDC.

La Figura 5.21 muestra la emisión bruta de estos compuestos a la salida del motor durante los ensayos realizados con la arquitectura pre-turbo. Los resultados obtenidos confirmaron la baja emisión de estos compuestos durante las condiciones de operación transitorias, situándose la concentración medida por debajo de la sensibilidad de medida del analizador utilizado ( $\pm 4$  ppm con un F.E. de 200 ppm). Así pues, no fue posible extraer ninguna conclusión cuantitativa sobre el efecto de la arquitectura pre-turbo en estos compuestos.



**Figura 5.21:** Evolución del  $\text{NH}_3$ ,  $\text{SO}_2$  y  $\text{N}_2\text{O}$  durante el NEDC con la arquitectura pre-turbo.

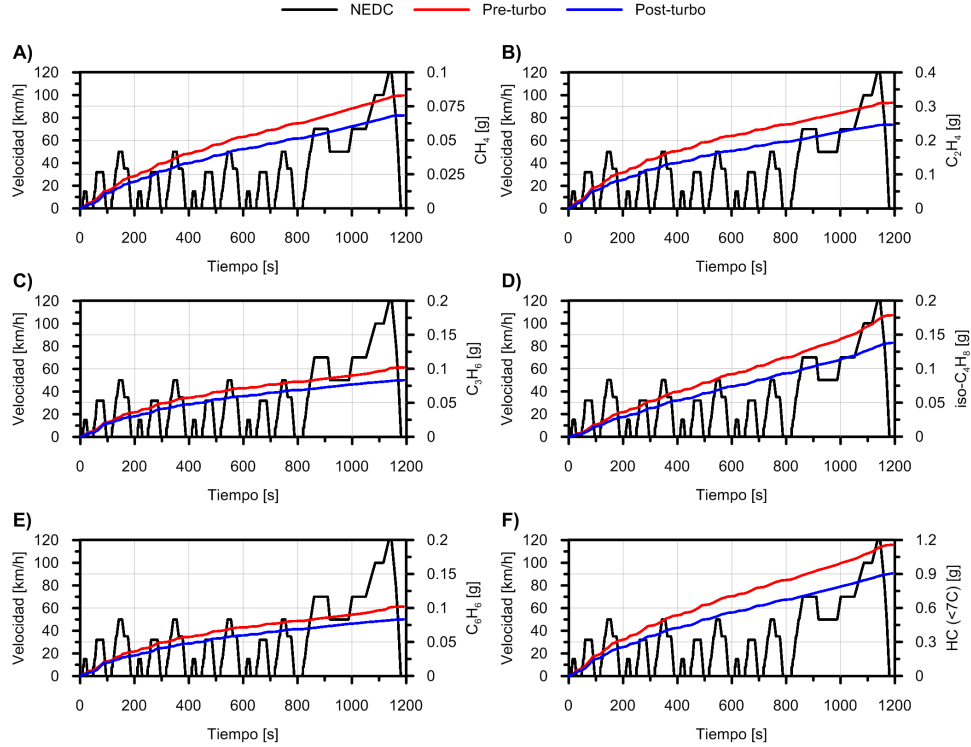
#### 5.4.1.4. Hidrocarburos ligeros sin quemar durante el NEDC

Al igual que para el caso de los ensayos durante los modos de operación estacionarios, solo determinados hidrocarburos ligeros tuvieron cierta relevancia en el estudio. En este caso, se analizaron los resultados referentes a metano ( $\text{CH}_4$ ), etileno ( $\text{C}_2\text{H}_4$ ), propileno ( $\text{C}_3\text{H}_6$ ), iso-buteno (iso- $\text{C}_4\text{H}_8$ ) y benceno ( $\text{C}_6\text{H}_6$ ).

El  $\text{CH}_4$ , cuya evolución a lo largo del NEDC está representada en la Figura 5.22.A, es un gas de efecto invernadero que permanece entre 9 y 15 años en la atmósfera [276]. Este compuesto aparece debido al crackeo térmico (ruptura de moléculas) de las parafinas y olefinas presentes en los HC del gas d escape [277]. Debido a que con la arquitectura pre-turbo la temperatura de la entrada del DOC fue mucho mayor que en el caso de la arquitectura tradicional, se favorecieron las condiciones para que ocurriesen dichas reacciones, aumentando la emisión de éste.

Las olefinas como el  $\text{C}_3\text{H}_6$ , mostrado en la Figura 5.22.B, poseen una fuerte tendencia a separarse en  $\text{C}_2\text{H}_4$ , lo que explica el aumento que se originó en éste compuesto, tal y como se puede observar en la Figura 5.22.C. El cambio en la emisión de iso- $\text{C}_4\text{H}_8$ , representado en la Figura 5.22.D muestra la misma tendencia que en los modos de operación estacionarios, produciéndose una emisión constante y continua a lo largo de todo el NEDC (no se comprobó variación del compuesto a través de las diferentes condiciones de operación que se dan a lo largo de todo el ciclo).

En el caso del  $\text{C}_6\text{H}_6$ , el cual es un PAH y es uno de los hidrocarburos con mayor peligro para la salud humana debido a su efecto cancerígeno, se demostró la dificultad

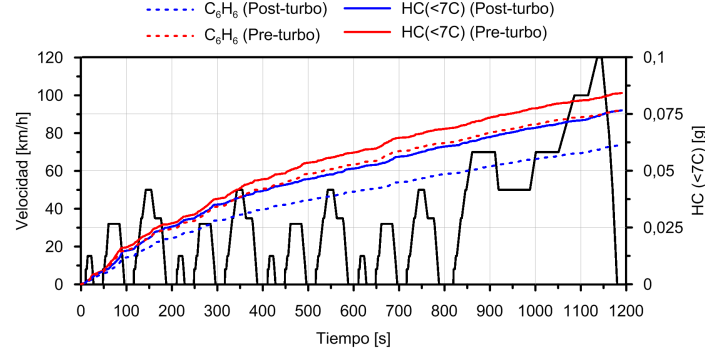


**Figura 5.22:** Evolución de los hidrocarburos ligeros (<7C) durante el NEDC. Pre-turbo vs. Post-turbo. A)  $CH_4$ , B)  $C_2H_4$ , C)  $C_3H_6$ , D)  $iso-C_4H_8$ , E)  $C_6H_6$  y F) Hidrocarburos ligeros totales (<7C).

para oxidarlo en el DOC [278], por lo que, teniendo en cuenta esta dificultad, era de esperar que la mayor parte de los hidrocarburos ligeros totales y medidos que se emiten a la atmósfera fueran  $C_6H_6$ , tal y como demuestra la Figura 5.23. Esta dificultad para la oxidación del benceno quedó demostrada comparándolo con la emisión aguas-arriba del DOC (Figura 5.22.E).

Puesto que la emisión de  $C_6H_6$  a la entrada del DOC es similar independientemente de la arquitectura de post-tratamiento utilizada, la reducción de la superficie catalítica disponible en la arquitectura pre-turbo (por la ausencia del pre-DOC) empeoró el ratio de oxidación que sufre éste compuesto. Considerando la tendencia en la emisión bruta de los hidrocarburos ligeros sin quemar, se llegó a una interpretación de resultados hipotética basada en la eficiencia de conversión en el DOC con la arquitectura pre-turbo; al ser ligeros y la temperatura del gas de escape superior, ésta domina el tiempo de residencia de estos compuestos en el DOC.





**Figura 5.23:** Evolución de los hidrocarburos ligeros (<7C) durante el NEDC a la salida del DOC.

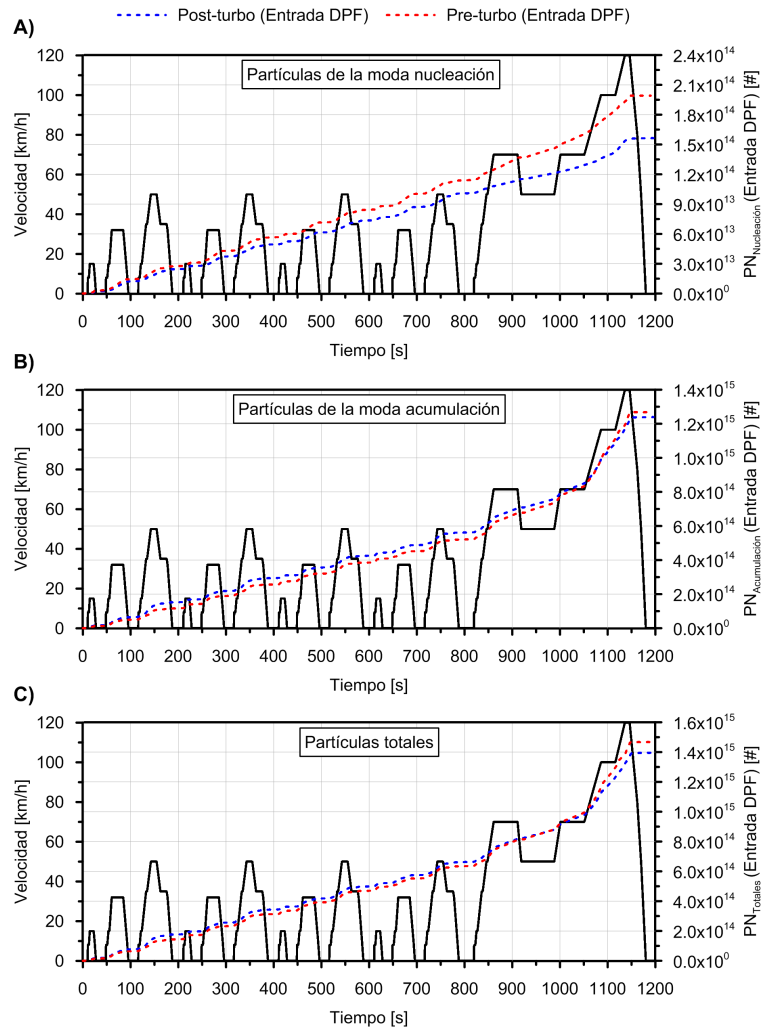
### 5.4.2. Emisión de partículas durante el NEDC

Desde el punto de vista general, con ambas configuraciones se consiguió llegar a cumplir con el número máximo de partículas permitidas en la actual normativa *Euro 6*, a pesar de que el motor posee unas tecnologías y calibración para cumplimiento de la *Euro 4*. Sin embargo, hay que destacar que la metodología empleada para el muestreo [198] y posterior análisis [21] no es la establecida según la PMP [279] para la cuantificación del número total emitidas. En este sentido, no se empleó un tubo evaporador calefactado a 350°C para la eliminación del material volátil, ya que la metodología empleada permite evitar la generación de nuevas partículas en el sistema de dilución. Además se tuvieron en cuenta todo el rango de partículas medidas, es decir, a partir de los 5.6 nm, y no a partir de los 23, tal y como establece la PMP. Por lo tanto, se puede decir que el análisis realizado es mucho más riguroso, en términos de cuantificación total, por lo que los resultados serían extrapolables si se hubiera seguido la metodología de la PMP.

El número de partículas emitidas en el caso del uso de la arquitectura post-turbo se sitúa en torno a las  $1.6 \cdot 10^{11}$  #/km, siendo  $2.1 \cdot 10^{11}$  #/km en el caso de la arquitectura pre-turbo, un 24 % más que en la arquitectura tradicional. A pesar que estos valores son muy reducidos en comparación con el límite máximo de  $6 \cdot 10^{11}$  #/km que dictamina la *Euro 6*, a continuación se expondrá un análisis detallado de las diferentes modas de concentración de partículas para poder evaluar las causas de este aumento de las partículas totales emitidas a la atmósfera con la arquitectura pre-turbo.

Con el uso de la arquitectura pre-turbo se produjo un aumento de los hidrocarburos en fase gas que son expulsados por el motor, es decir, a la entrada de los sistemas de post-tratamiento. *Vaaraslahti et al.* establecen que el aumento de los hidrocarburos puede tener una repercusión sobre las partículas pertenecientes a la moda nucleación

en motores diésel equipados con DPF [280], haciendo que aumente la formación de este tipo de partículas y expulsando más a la atmósfera. En la Figura 5.24.A puede comprobarse que, efectivamente, se produjo un aumento de este tipo de partículas con la arquitectura pre-turbo. Sin embargo, las partículas de la moda acumulación permanecieron en niveles inferiores durante las fases del ciclo urbano (zonas bajo régimen y baja carga donde se produce un aumento de los hidrocarburos sin quemar) con la arquitectura pre-turbo, tal y como se puede observar en la Figura 5.24.B.



**Figura 5.24:** Evolución de la emisión de las diferentes modas de concentración de partículas a la entrada del DPF durante el NEDC. A) Partículas pertenecientes a la moda nucleación. B) Partículas pertenecientes a la moda acumulación. C) Partículas totales.

Durante el transporte de partículas a lo largo de la línea de escape en condiciones dinámicas de operación, ocurre que las partículas sufren procesos de interacción entre ellas debido a los cambios de temperatura o en la composición de los compuestos gaseosos presentes en el escape [281, 282], pudiendo darse ciertas condiciones que favorezcan el crecimiento de las partículas ya presentes, o la generación de nuevas.

Por un lado, la termoforesis<sup>2</sup> explica una parte del incremento de las partículas de la moda nucleación en arquitectura pre-turbo. En el rango de las nanopartículas, en las que los diámetros de éstas son menores que el recorrido libre medio de las moléculas gaseosas que las rodean, las fuerzas resultantes de los gradientes térmicos que se originan provocan que las partículas se desplacen de las zonas calientes a las zonas frías, quedando adheridas en las paredes del sistema de escape. Además, la velocidad del desplazamiento termoforético es inversamente proporcional al diámetro de partícula, afectando principalmente a las partículas de menor diámetro. Asimismo, el mecanismo de coalescencia afecta significativamente a las partículas ya formadas de cualquier tamaño, aglomerando cierta cantidad de ellas debido a las colisiones sufridas. Este proceso depende del tiempo de residencia del gas de escape en el punto de muestreo y del tiempo de coagulación, el cual es inversamente proporcional a la concentración de partículas existente [234]. Por lo tanto, una cantidad superior de hidrocarburos en fase gas, unido a un aumento de la presión y temperatura del gas antes de pasar por el DPF, favorece los procesos termoquímicos de adsorción-nucleación [199, 283], pudiendo generar nuevas partículas con la arquitectura pre-turbo y no con la arquitectura tradicional.

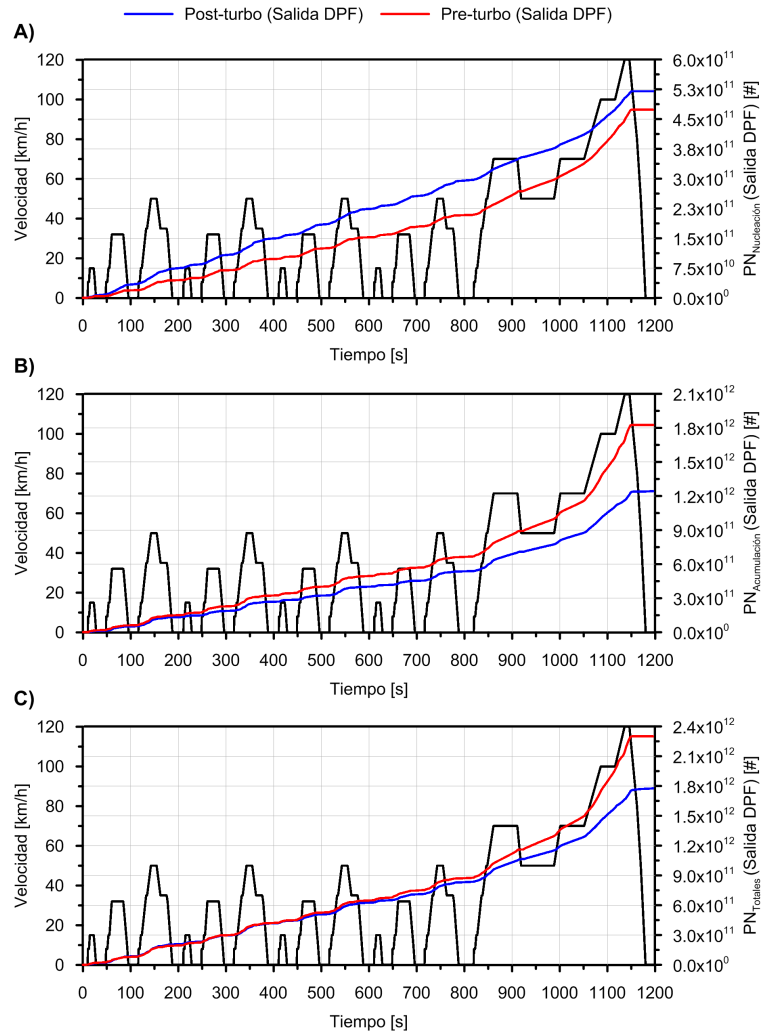
De este modo, la combinación del incremento de los hidrocarburos para nuclear nuevas partículas y de los mecanismos de termoforesis y crecimiento de las partículas por coalescencia, son las razones posibles que originan el incremento de las partículas de la moda nucleación y el descenso de las partículas de la moda acumulación. Además, y puesto que el porcentaje de las partículas pertenecientes a la moda nucleación es inferior respecto a las de acumulación (en una proporción 70/30) en la concentración total del gas de escape, el aumento significativo de las primeras no implicó que se produjese un aumento significativo de las totales, tal y como puede corroborarse en la Figura 5.24.C.

En cambio, cuando el análisis se enfocó en la comparación de emisión de partículas aguas-abajo del DPF, la Figura 5.25.A muestra que se produjo un descenso de las partículas de la moda nucleación. Tal y como se ha explicado, durante los ensayos con arquitectura pre-turbo, la temperatura del gas de escape fue mucho mayor que con la arquitectura tradicional. En este sentido, la nucleación heterogénea [174, 67] sufrida a la salida del DPF por las partículas de la moda nucleación debido al enfriamiento del gas que atraviesa la TGV cuando se usó la arquitectura tradicional, no tiene lugar cuando se usa la arquitectura pre-turbo, dando lugar a la reducción de este tipo de

---

<sup>2</sup>Movimiento de una partícula debido a fuerzas asimétricas provocadas por un gradiente de temperatura

partículas a la salida del DPF. Sin embargo, la Figura 5.25.B muestra que se produjo un aumento de las partículas de la moda acumulación debido al gradiente térmico sufrido entre el gas y la pared cerámica del DPF. En este caso, el enfriamiento súbito del gas por el proceso de expansión en la turbina aguas-abajo del DPF, favoreció la coagulación de ciertas partículas de la moda nucleación, formando partículas de diámetro mayores e incrementado la concentración de estas.



**Figura 5.25:** Evolución de la emisión de partículas a la salida del DPF durante el NEDC. A) Partículas pertenecientes a la moda nucleación. B) Partículas pertenecientes a la moda acumulación. C) Partículas totales.

Aunque en el caso de los ensayos con modos de operación estacionarios se observó un aumento de las partículas pertenecientes a la moda nucleación debido al incremento de la tasa de regeneración pasiva, no sucede el mismo efecto durante los ciclos dinámicos NEDC. Esto es debido a que el ratio de nucleación durante los ciclos transitorios a la salida del DPF en arquitectura pre-turbo fue mucho menor que con la arquitectura tradicional debido al cambio hacia la moda acumulación. Así pues, aunque el proceso de regeneración pasiva se vio favorecido en arquitectura pre-turbo y consecuentemente era de esperar un aumento en las partículas de dicha moda [253, 273], el balance global entre regeneración pasiva y el mecanismo de crecimiento superficial de partículas debido a la condensación de los hidrocarburos en fase gas llevó a una reducción en el número de partículas de la moda nucleación.

## 5.5. Conclusiones

Una vez expuestos y analizados los resultados de la utilización de la arquitectura de post-tratamiento pre-turbo en un motor MEC-Di, se expondrán las principales conclusiones encontradas a lo largo de la realización de este trabajo. Primeramente se detallarán las conclusiones obtenidas durante los modos de operación estacionarios, para posteriormente incluir los relacionados con la realización de ciclos NEDC.

- En términos de NOx totales, cabe destacar que el situar los sistemas de post-tratamiento aguas-arriba de la turbina no implica ninguna modificación en términos generales. Por contra, referido a las diferentes fracciones de NO y NO<sub>2</sub>, se produce un aumento de éstos últimos a la salida del DOC gracias al incremento de temperatura del gas de escape, lo que permite aumentar el ratio de oxidación de NO a NO<sub>2</sub>. Ambos sucesos, el incremento de NO<sub>2</sub> y de la temperatura de escape, contribuyen a un incremento del proceso de regeneración pasiva en el filtro de partículas, permitiendo la extensión los tiempos necesarios entre las regeneraciones activas necesarias para la eliminación del hollín acumulado en los canales del DPF.
- El aumento del tiempo transcurrido para realizar las regeneraciones activas y eliminar la acumulación del hollín dentro del DPF repercute en un potencial efecto para incrementar el ahorro de combustible a lo largo de la vida útil del motor.
- Se produce un incremento en el ratio de oxidación del CO y THC en el DOC durante los modos de operación de menor carga ( $A_{pre-t}$  y  $B_{pre-t}$ ) cuando se utiliza la arquitectura pre-turbo. En este sentido, en términos de CO, se llega a reducir la emisión de este compuesto hasta un 6.5 % y un 34 % en estos respectivos modos de operación; mientras que los HC emitidos a la atmósfera se redujeron en un 40 % y un 5 %, respectivamente.

- La emisión de hidrocarburos ligeros sin quemar permanece sin cambios independientemente de la posición de los sistemas de post-tratamiento.
- Las partículas pertenecientes a la moda nucleación ( $D_n < 30$  nm) se ven reducidas a la entrada del DPF en el caso de utilizar la arquitectura pre-turbo. Contrariamente, a la salida del DPF se observó un incremento de estas debido al incremento del ratio de regeneración pasiva.

Referente a los ciclos dinámicos, cabe destacar que:

- En términos de compuestos gaseosos regulados por la actual legislación (CO, HC y NOx), se produce un descenso del CO y HC emitido a la atmósfera en torno al 11 y 2 %, respectivamente. Este hecho es principalmente debido a la reducción del tiempo de *light-off* (300 segundos antes si se compara con la arquitectura tradicional) necesario para llegar a un ratio de conversión del 80 % sobre estos compuestos.
- En el mismo sentido que para los modos de operación estacionarios, se produce un aumento del NO<sub>2</sub> existente a la salida del DOC durante los ciclos dinámicos NEDC realizados, sin prácticamente modificación de los NOx totales emitidos.
- Concerniente a la emisión de partículas, con ambas arquitecturas de los sistemas de post-tratamiento se cumple la actual *Euro 6* con una calibración de motor para *Euro 4*, ya que la emisión no supera en ningún caso los  $2.1 \cdot 10^{11}$  #/km, siendo el límite regulado  $6 \cdot 10^{11}$  #/km.
- Si la PDS son descompuestas en ambas las modas que la componen, se observa un descenso de las pertenecientes a la moda nucleación emitidas a la atmósfera. La razón radica en el proceso de coagulación debido a los gradientes de temperaturas sufridos por el gas de escape a través del DPF. Así pues, las partículas primarias sufren un crecimiento, llegando a formar parte de las pertenecientes a la moda acumulación e incrementando el diámetro global de las distribuciones.

## Bibliografía del Capítulo 5

- [13] M. Takashi, N. Hideo, I. Toshio, O. Kazuya e I. Seiji. *Exhaust gas recirculating system*. JP2005232996. 2005 (vid. págs. 5, 120).
- [17] M. N. Subramaniam, V. Joergl, P. Keller, O. Weber, T. Toyoshima y C. L. Vogt. "Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling approach". *SAE Technical Paper* 2009-01-1276 (2009) (vid. págs. 6, 120).
- [21] D. B. Kittelson. "Engines and nanoparticles: a review". *Journal of Aerosol Science* 29 (1998), págs. 575-88 (vid. págs. 7, 26, 82, 143).

- [64] M. Lapuerta, F. J. Martos y J. M. Herreros. “Effect of engine operating conditions on the size of primary particles composing diésel soot agglomerates”. *Journal of Aerosol Science* 38(4) (2007), págs. 455-466 (vid. págs. 25, 26, 132, 134).
- [67] M. M. Maricq. “Chemical characterization of particulate emission from diesel engines: A review”. *Journal of Aerosol Science* 38(11) (2007), págs. 1079-1118 (vid. págs. 26, 135, 145).
- [68] J. C. Stetter, D. E. Foster y J. J. Schauer. “Modern diesel particulate matter measurements and the application of lessons learned to 2007 levels and beyond”. *SAE Technical Paper* 2005-01-0194 (2005) (vid. págs. 26, 27, 119).
- [135] J. Li, H. Chang, I. Ma, J. Hao y R. T. Yang. “Low-temperature selective catalytic reduction of NO<sub>x</sub> with NH<sub>3</sub> over metal oxide and zeolite catalyst - A review”. *Catalysis Today* 175(1) (2011). The 6th International Conference on Environmental Catalysis (6th ICEC) Beijing, China, September 12-15, 2010, págs. 147-156 (vid. págs. 36, 129).
- [168] J. M. Luján, V. Bermúdez, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Experimental assessment of a pre-turbo aftertreatment configuratios in a single stage turbocharged diesel engine. Part 1: Steady-state operation”. *Energy* 80 (2015), págs. 599-613 (vid. págs. 41, 120).
- [169] J. M. Luján, J. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Experimental assessment of a pre-turbo aftertreatment configuration in a single stage turbocharged diesel engine. Part 2: Transient operation”. *Energy* 80 (2015), págs. 614-627 (vid. págs. 41, 120, 139).
- [173] U.-E. 590:2014. *Combustibles para automoción. Requisitos y métodos de ensayo*. (2014) (vid. págs. 64, 129).
- [174] Z. G. Liu, V. N. Vasys y D. B. Kittelson. “Nuclei-mode particulate emissions and their response to fuel sulfur content and primary dilution during transient operations of old and modern diesel engines”. *Environmental Science & Technology* 41(18) (2007), págs. 6479-6483 (vid. págs. 64, 145).
- [185] *HORIBA MEXA 7100-DEGR. Regulated Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual*. (Vid. págs. 67, 122, 195).
- [186] *HORIBA MEXA 6000 F-TIR. FTIR Engine Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual*. (Vid. págs. 67, 122, 159).
- [193] *TSI. Model EEPS-3090. Engine Exhaust Particle Sizer Spectrometer. Operation and Service Manual*. (Vid. págs. 72, 90, 122, 159, 196).
- [198] J. M. Desantes, V. Bermúdez, S. Molina y W. G. Linares. “Methodology for measuring exhaust aerosol size distributions using an engine test under transient operating conditions”. *Measurement Science and Technology* 22(11) (2011), pág. 115101 (vid. págs. 73, 143).

- [199] U. Mathis, M. Mohr y R. Zenobi. “Effect of organic compound on nanoparticle formation in diluted diesel exhaust”. *Atmospheric Chemistry and Physics* 4(3) (2004), págs. 609-620 (vid. págs. 73, 145).
- [202] IAG. *Model MSJ02-HL heated gas junction with heated line controllers. Operating Manual* (vid. págs. 74, 122, 159, 195).
- [234] W. C. Hinds. *Aerosol technology: Properties, behavior, and measurement of airborne particles*. New York: Wiley, 1999 (vid. págs. 100, 145).
- [240] V. Bermúdez, J. M. Luján, B. Pla y W. G. Linares. “Effects of low pressure exhaust gas recirculation on regulated and unregulated gaseous emissions during NEDC in a light-duty diesel engine”. *Energy* 36(1) (2011), págs. 5655-5665 (vid. págs. 119, 194).
- [241] W. Knetch. “Diesel engine development in view of reduce emission standards”. *Energy* 33(2) (2008), págs. 264-271 (vid. pág. 119).
- [242] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, P. Tribott, N. Quenchenb, P. Oberneser y V. Dugue. “Analysis of the combustion process, pollutants emissions and efficiency of an innovative 2-stroke HSDI engine dedesign for automotive applications.” *Applied Thermal Engineering* 58 (2013), págs. 181-93 (vid. pág. 119).
- [243] X. Lu, Y. Qian, Z. Yang, D. Han, L. Ji y X. Zhou. “Experimental study on compound HCCI (homogeneous charge compression ignition) combustion fueled with gasoline and diesel blends”. *Energy* 64(1) (2014), págs. 707-718 (vid. pág. 119).
- [244] J. Galindo, J. M. Luján, J. R. Serrano y V. Dolz. “Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine”. *Applied Thermal Engineering*, 28(8) (2008), págs. 863-875 (vid. pág. 119).
- [245] T. V. Johnson. “Review of Vehicular Emissions Trends”. *SAE Technical Paper* 2015-01-0993 (2015) (vid. pág. 119).
- [246] A. G. Konstandopoulos, M. Kostoglou, N. Vlachos y E. Kladopoulou. “Advances in the science and technology of diesel particulate filter simulation”. *Advances in Chemical Engineering* 33 (2007). Ed. por G. B. Marin, págs. 213-294 (vid. págs. 119, 135).
- [247] K. Tsuneyoshi y K. Yamamoto. “A study on the cell structure and the performances of wall-flow diesel particulate filter”. *Energy* 48(1) (2012), págs. 492-499 (vid. págs. 119, 157).
- [248] G. Mazzearella, F. Ferraraccio, M. V. Prati, S. Annunziata, A. Biancod, A. Mezzogiorno, G. Liguorif, I. F. Angelillo y M. Cazzolag. “Effects of diesel exhaust particles on human lung epithelial cells: An in vitro study”. *Respiratory Medicine* 101 (2007), págs. 1155-1162 (vid. pág. 119).



- [249] K. Ogyu, K. Ohno, S. Hong y T. Komori. “Ash storage capacity enhancement of diesel particulate filter”. *SAE Technical Paper* 2004-01-949 (2004) (vid. pág. 119).
- [250] J. R. Serrano, F. J. Arnau, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Packed bed of spherical particles approach for pressure drop prediction in wall-flow DPFs (diesel particulate filters) under soot loading conditions”. *Energy* 58(0) (2013), págs. 644 -654 (vid. págs. 119, 157, 158, 172, 176).
- [251] J. Galindo, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Heat transfer modelling in honeycomb wall-flow diesel particulate filters”. *Energy* 43(1) (2012), págs. 201-13 (vid. pág. 119).
- [252] S. Lorentzou, C. Pagkoura, A. G. Konstandopoulos y J. Boettcher. “Advanced catalyst coatings for diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper* 2008-01-0843 (2008) (vid. pág. 119).
- [253] M. C. Law, A. Clarke y C. P. Garner. “The effects of soot properties on the regeneration behaviour of wall-flow diesel particulate filters”. *J. Automobile Engineering* 218(12) (2004), págs. 1513-1524 (vid. págs. 119, 147).
- [254] A. Setiabudi, M. Makkee y J. A. Moulijn. “The role of NO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> in the accelerated combustion of soot in diesel exhaust gases”. *Applied Catalysis B: Environmental* 50(3) (2004), págs. 185-194 (vid. pág. 120).
- [255] S. Choi, K. Oh y C. Lee. “The effects of filter porosity and flow conditions on soot deposition/oxidation and pressure drop in particulate filters”. *Energy* 77(0) (2014), págs. 327-337 (vid. pág. 120).
- [256] M. Lapuerta, J. Rodríguez-Fernandez y F. Oliva. “Effects of soot accumulation in a diesel particle filter on the combustion process and gaseous emission”. *Energy* 47 (2012), págs. 543-552 (vid. págs. 120, 174).
- [257] F. Payri, J. M. Desantes, J. Galindo y J. R. Serrano. *Exhaust manifold of a turbo-supercharged reciprocating engine*. Patent application P200900483. Oficina Española de Patentes y Marcas. February 2009 (vid. pág. 120).
- [258] R. E. Windsor y K. J. Baumgard. *Internal combustion engine with dual particulate traps ahead of turbocharger*. Patent Application Publication, US 2009/0151328 A1, United States. 2009 (vid. pág. 120).
- [259] V. Bermúdez, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Assesment by means of gas dynamic modeling of a pre-turbo DPF configuration in a turbocharged HSDI diesel engine under full-load transient operation”. *Journal Automobile Engeneering*. 225 (2011) (vid. págs. 120, 132).
- [260] F. Payri, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Performance Analisys of a Turbocharged heavy duty Diesel Engine with a pre-turbo DPF Configuration”. *SAE Technical Paper* 2011-37-0004 (2011) (vid. pág. 120).
- [261] V. Joergl, P. Keller, O. Weber, K. Mueller-Hass y R. Konieczny. “Influence of pre turbo catalyst design on Diesel engine performance, emissions, and fuel economy”. *SAE Technical Paper* 2008-01-0071 (2008) (vid. pág. 120).

- [262] B. Carberry, G. Grasi, S. Guerin, F. Jayat y R. Konieczny. “Pre-turbocharger catalyst – fast catalyst light-off evaluation”. *SAE Technical Paper* 2005-01-2142 (2005) (vid. pág. 120).
- [263] V. Bermúdez, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Influence of DPF soot loading on engine performance with a pre-turbo aftertreatment exhaust line”. *SAE Technical Paper* 2012-01-0362(0) (2012) (vid. pág. 120).
- [264] J. Serrano, H. Climent, P. Piqueras y E. Angiolini. “Analysis of fluid-dynamic guidelines in diesel particulate filter sizing for fuel consumption reduction in post-turbo and pre-turbo placement”. *Applied Energy* 132 (2014), págs. 507-523 (vid. pág. 120).
- [265] T. V. Johnson. “Review of diesel emissions and control”. *International Journal of Engine Research* 10(5) (2009), págs. 275-285 (vid. pág. 126).
- [266] J. Benajes, J. J. López, R. Novella y P. Redón. “Comprehensive modeling study analyzing the insights of the NO-NO<sub>2</sub> conversion process in current diesel engines”. *Energy Conversion and Management* 84 (2014), págs. 691-700 (vid. pág. 129).
- [267] Z. Guo, Y. Xie, I. Hong y J. Kim. “Catalytic oxidation of NO to NO<sub>2</sub> on activated carbon”. *Energy Conversion and Management* 42(15-17) (2001), págs. 2005-2018 (vid. pág. 129).
- [268] G. Yao, F. Wang, X. Wang y K. Gui. “Magnetic field effects on selective catalytic reduction of NO by NH<sub>3</sub> over Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> catalyst in a magnetically fluidized bed”. *Energy* 35(5) (2010), págs. 2295-2300 (vid. pág. 129).
- [269] S. S. Verma. “Parametric studies on N<sub>2</sub>O formation and destruction mechanisms”. *Energy Conversion and Management* 43(13) (2002), págs. 1737-1746 (vid. pág. 129).
- [270] J. Galindo, J. M. Luján, J. R. Serrano y V. Dolz. “Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes.” *Applied Thermal Engineering* 26(1) (2006), págs. 66-76 (vid. pág. 132).
- [271] J. M. Desantes, V. Bermúdez, J. V. Pastor y E. Fuentes. “Methodology for measuring exhaust aerosol size distributions from heavy duty diesel engines by means of a scanning mobility particle sizer”. *Measurement Science and Technology* 15(10) (2004), 2083–2098 (vid. pág. 133).
- [272] J. L. Kaltz. “Condensation of a supersaturated vapour. I. The homogeneous nucleation of n-alkanes.” *Journal of chemical Physics* 52 (1970), págs. 4733- (vid. pág. 134).
- [273] C. Beatrice, S. Di Iorio, C. Guido y P. Napolitano. “Detailed characterization of particulate emissions of an automotive catalyzed DPF using actual regeneration strategies”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 39(0) (2012), págs. 45-53 (vid. págs. 136, 147, 157, 184).

- [274] E. Ohara, Y. Mizuno, Y. Miyairi, T. Mizunati, K. Yuuki, Y. Noguchi, T. Hiramatsu, M. Makino, A. Takahashi y S. H. “Filtration behavior of diesel particulate filters (1)”. *SAE Technical Paper* 2007-01-0921 (2007) (vid. pág. 136).
- [275] P. Tandon, A. Heibel, J. Whitmore, N. Kekre y K. Chithapragada. “Measurement and prediction of filtration efficiency evolution of soot loaded diesel particulate filters”. *Chemical Engineering Science* 65 (16) (2010), págs. 4751-4760 (vid. págs. 137, 157, 176, 177).
- [276] A. Abánades, C. Rubbia y D. Salmieri. “Technological challenges for industrial development for hydrogen production based on methane cracking”. *Energy* 46(1) (2012), págs. 359-63 (vid. pág. 141).
- [277] F. Payri, V. Bermúdez, B. Tormos y W. G. Linares. “Hydrocarbon emissions speciation in diesel and biodiesel exhausts”. *Atmospheric Environment* 43(6) (2009), págs. 1273-1279 (vid. pág. 141).
- [278] T. Li, H. Izumi, T. Shudo y H. Ogawa. “Characteristics of unregulated toxic emissions from ultrahigh EGR low temperature diesel combustion and effects of exhaust catalyst”. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*. 73 (2007), págs. 1129-34 (vid. pág. 142).
- [279] B. Giechaskiel, P. Dilara, E. Sandbach y J. Andersson. “Particle measurement programme (PMP) light-duty inter-laboratory exercise: comparison of different particle number measurement systems”. *Measurement Science and Technology* 19 (2008), pág. 095401 (vid. págs. 143, 193).
- [280] K. Vaaraslahti, A. Virtanen, J. Ristimäki y J. Keskinen. “Nucleation mode formation in heavy-duty diesel exhaust with and without a particle filter”. *Environmental Science & Technology* 38 (2004), págs. 4884-4890 (vid. pág. 144).
- [281] A. Durán, A. de Lucas, M. Carmona, M. J. Ramos y O. Armas. “Accuracy of the european standard method to measure the amount of DPM emitted to the atmosphere”. *Fuel* 81(16) (2002), págs. 2053-2060 (vid. pág. 145).
- [282] H. Burtscher. “Physical characterization of particulate emissions from diesel engines: a review”. *Journal of Aerosol Science* 36 (2005), págs. 896-932 (vid. pág. 145).
- [283] I. S. Abdul-Khalek, D. B. Kittelson, B. R. Graskow, Q. Wei y F. Bear. “Diesel exhaust particle size: measurement issues and trends”. *SAE International* 980525 (1998) (vid. pág. 145).



## Capítulo 6

# Análisis del comportamiento de la técnica de inyección de agua en el DPF

### Índice

---

6.1. Introducción . . . . .	<b>157</b>
6.1.1. Objetivo . . . . .	159
6.2. Metodología experimental . . . . .	<b>159</b>
6.2.1. Características de la inyección de agua . . . . .	160
6.2.2. Plan de ensayos . . . . .	161
6.2.2.1. Metodología para la estabilización termofluido- dinámica de los modos de operación estacionarios	163
6.3. Análisis de las emisiones contaminantes durante la inyección de agua . . . . .	<b>164</b>
6.3.1. Evaluación de la fracción volumétrica de agua . . . . .	165
6.3.2. Evaluación de la concentración de compuestos gaseosos . . . . .	167
6.3.3. Evaluación de la opacidad . . . . .	169
6.3.4. Evaluación de la emisión de partículas . . . . .	170
6.4. Análisis de la emisión de partículas y eficiencia de filtrado du- rante el proceso de carga del DPF . . . . .	<b>172</b>
6.4.1. Evaluación de la eficiencia de filtrado durante el proceso de carga del DPF . . . . .	175
6.5. Análisis de la emisión de partículas y eficiencia de filtrado del DPF durante los modos de operación estacionarios de carga parcial	<b>178</b>

## *Índice del Capítulo 6*

---

6.6. Análisis de la influencia de las inyecciones de agua sobre la regeneración pasiva del DPF . . . . .	<b>180</b>
6.6.1. Evaluación de la regeneración pasiva durante el proceso de carga del DPF . . . . .	180
6.6.2. Evaluación de la regeneración pasiva durante el funcionamiento en modos de operación estacionarios de alta carga	181
6.7. Conclusiones . . . . .	<b>185</b>
Bibliografía del Capítulo . . . . .	<b>189</b>

---

## 6.1. Introducción

Tal y como se ha expuesto, la adición de mas y mas sistemas post-tratamiento en la linea de escape para el cumplimiento de los limites establecidos en las normativas anticontamianción está produciendo aumentos muy significativos de la contrapresión generada por éstos. En este sentido, el principal elemento causante del aumento de la contrapresión es el DPF instalado en los motores MEC.

Un DPF de flujo de pared es una estructura monolítica de canales axiales paralelos alternativamente sellados en la parte posterior, tal y como se ha explicado en el Capitulo 2. De este modo, se fuerza al gas de escape para que atraviese la pared porosa desde la entrada hasta la salida del canal permitiendo que las partículas sean filtradas y acumuladas en dichos canales hasta que se produzca la regeneración. Dentro del DPF, las partículas atrapadas se depositan dentro del substrato poroso, y después sobre la superficie de la pared porosa, cuyo espesor aumenta a medida que el hollín es atrapado [284]. Este proceso afecta de manera muy acusada al consumo de combustible debido al incremento de la contrapresión generada por el DPF.

La caída de presión en el DPF afecta a las interacciones en el ratio de presión con el que trabaja el turbogruppo de sobrealimentación [285], incrementando las perdidas por bombeo durante el ciclo de trabajo y, consecuentemente, aumentando el consumo de combustible para alcanzar la demanda de potencia solicitada [286]. En este sentido, estudios previos han desarrollado modelos para predecir la caída de presión en el DPF en función de las condiciones del flujo de los gases de escape y las propiedades del medio poroso [287], estableciendo cómo afectan la permeabilidad, porosidad y diámetro de poro a la caída de presión [288] y la eficiencia de filtrado [275] en este elemento.

Puesto que la caída de presión aumenta a medida que crece la capa de hollín superficial en la pared porosa [250], los DPFs necesitan ser regenerados mediante un proceso que oxide el hollín atrapado en su interior [247]. La estrategia comúnmente utilizada para la regeneración del hollín suele estar basada en la post-inyección de combustible durante la carrera de expansión en el cilindro. El combustible post-inyectado sin quemar es oxidado en el DOC produciendo un aumento en la temperatura del gas de escape a la entrada del DPF, favoreciendo, de este modo, la oxidación de las partículas de hollín atrapadas [273]. Sin embargo, el uso de regeneraciones activas tiene un efecto nefasto sobre el consumo de combustible.

Relacionado con este tema, *Noguchi et al.* [289] establecen un incremento de entre el 2 % y 4.5 % en el consumo de combustible debido a las regeneraciones activas durante la vida media de un DPF. Si el proceso de regeneración tiene lugar durante los diferentes ciclos de homologación propuestos para Japón, el incremento del consumo de combustible alcanza valores de entre el 31 % y el 52 % respecto al mismo ciclo realizado sin eventos de regeneración. Estos resultados son muy similares a los obtenidos

por *Tourlonias and Koltsakis* [290] durante los ensayos realizados en diferentes ciclos de homologación NEDC y con diferentes estrategias de regeneración.

En un estudio reciente, *Bermúdez et al.* [291] han presentado una técnica orientada al control de la caída de presión que se genera en el DPF independientemente del nivel de carga de hollín acumulado. Esta técnica está basada en el uso de inyecciones de agua realizadas a la entrada del DPF durante su funcionamiento normal [19], permitiendo mantener constante la caída de presión a través del tiempo e independientemente de la acumulación interna de hollín.

Las inyecciones de agua redistribuyen el hollín depositado sobre los canales de entrada del monolito permitiendo una reducción de la caída de presión a través del dispositivo y, consecuentemente, la reducción de la contrapresión de escape generada [291]. En este sentido, la deposición de las partículas a lo largo de los canales de entrada afecta directamente a la caída de presión debido a la acumulación de cenizas [292] y de hollín [293]. Diversos autores han estudiado la influencia de la capa de hollín-cenizas acumulada sobre la superficie porosa sobre el incremento de la caída de presión [294]. De acuerdo con *Dittler et al.* [295], el incremento de la caída de presión en el DPF se puede mitigar cuando durante la operación del DPF, las cenizas son depositadas en la parte final del canal de entrada. Esta conclusión pone de manifiesto que si se fuerza una reestructuración del hollín acumulado en la superficie de la pared porosa, es posible controlar la caída de presión a valores límite que se deseen.

Aunque el uso de inyecciones de agua de manera continua en el gas de escape para reducir los compuestos contaminantes se aplica desde años atrás en los motores marinos [296], la técnica que aquí se analiza no se basa en el funcionamiento de estos sistemas [297]. La diferencia radica en que las inyecciones de agua no tienen como propósito provocar reacciones químicas, sino la reestructuración del hollín acumulado en los canales del DPF. En este sentido, las partículas no son químicamente afectadas ni eliminadas, sino que toda la redistribución del hollín es debida a la interacción fluidodinámica del flujo de agua líquida a través de los canales internos.

Cuando la inyección es llevada a cabo, el flujo de agua líquida arrastra la capa de hollín acumulada hacia la parte trasera de los canales de entrada del DPF. Así, el espesor de la capa de hollín en la parte más cercana a la entrada del canal se ve reducido y, en consecuencia, el perfil de flujo se adapta a las nuevas condiciones de espesor reduciendo la caída de presión, de acuerdo con la ley de *Darcy* [250].

El uso continuado de las inyecciones de agua proporciona beneficios del 1.15 % en ahorro de combustible [291] y más alta flexibilidad a la hora de llevar a cabo estrategias de regeneración activa y tareas de mantenimiento, las cuales pasan a ser solo dependientes de la cantidad de hollín o cenizas acumuladas, pero sin verse afectadas por la caída de presión.



### 6.1.1. Objetivo

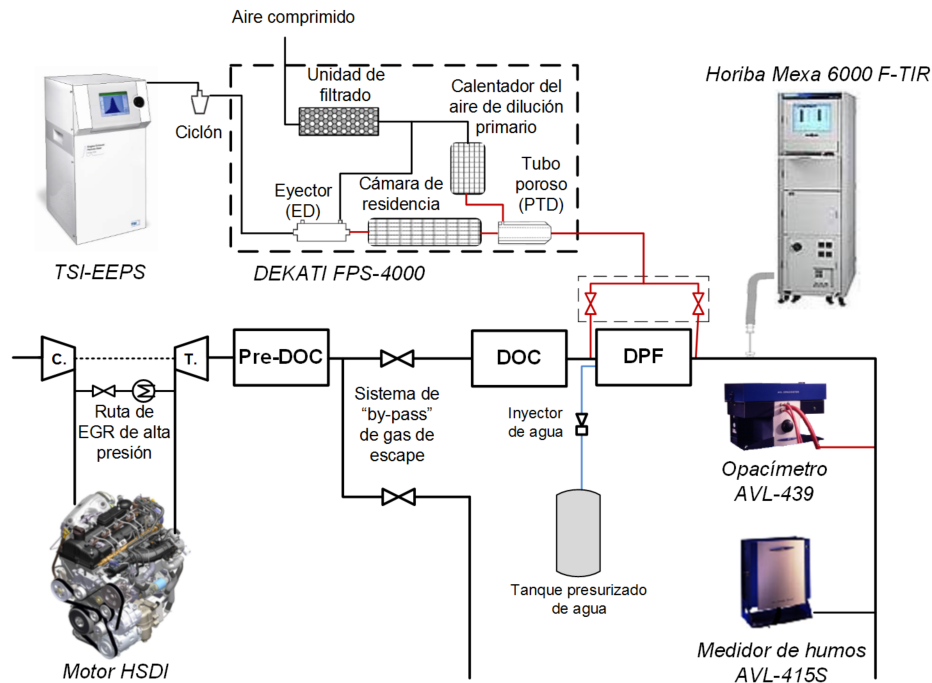
Aunque en un trabajo previo [291] se han abordado todos los aspectos de la puesta en marcha inicial de la técnica tales como: características que debe poseer el inyector, flujo óptimo de agua, tiempo de apertura del inyector, y el posterior análisis de diferentes ensayos relacionados con el funcionamiento fluidodinámico del DPF y repercusión en el consumo de combustible; se dejó a un lado la influencia que puede tener el uso de esta técnica sobre los compuestos contaminantes, así como la emisión de partículas y la eficiencia del DPF.

Por lo tanto, el objetivo de este trabajo es analizar el comportamiento de los diferentes contaminantes que son emitidos a la atmósfera durante la aplicación transitoria de las inyecciones de agua, así como el funcionamiento del DPF, en términos de eficiencia de filtrado y regeneración, cuando está sujeto a esta técnica en el transcurso del tiempo. El estudio cubre el análisis de la emisión de compuestos gaseosos y el comportamiento de las partículas cuando se realiza una inyección de agua, además del total de partículas emitidas, distribución de tamaños de partículas, y eficiencia de filtrado durante el proceso de carga de un DPF. Asimismo, se han realizado ensayos en modos de operación estacionarios cuando previamente se había aplicado dicha técnica, proporcionando información sobre la respuesta en la eficiencia de filtrado y, finalmente, sobre el proceso de regeneración pasiva.

## 6.2. Metodología experimental

Para el desarrollo de este trabajo se ha utilizado el motor MEC-Di descrito en el Capítulo 3, donde todas las características detalladas de éste quedan recogidas en la Tabla 3.1, siendo el combustible utilizado el diesel especificado en la Tabla 3.5. Toda la representación esquemática de los equipos utilizados para abordar este trabajo, así como su disposición en la línea de escape, se muestran en la Figura 6.1.

Por un lado, las emisiones de compuestos gaseosos a la salida de la línea de escape fueron medidas mediante el analizador *HORIBA MEXA 6000-FT* [186]. Por otro lado, para la medida de la concentración numérica de partículas se utilizó el espectrómetro *TSI EEPS-3090* [193] conectado a un selector de líneas *IAG MSJ02-HL* [202] para poder analizar muestras de gases de escape antes y después del DPF y determinar, también, la eficiencia de filtrado en este elemento. También se utilizó en el montaje de la instalación un opacímetro de flujo continuo *AVL-439* [188] para medir la opacidad del humo presente en el gas de escape. Por último, se usó, eventualmente, un medidor de humos de reflexión de luz *AVL-415S* para poder tener resultados del hollín emitido en filtros de papel oscurecidos durante el proceso de inyección de agua.



**Figura 6.1:** Representación esquemática de los diferentes equipos y su disposición en la línea de escape para la evaluación de las emisiones contaminantes cuando se implementa la técnica de inyección de agua en el DPF.

### 6.2.1. Características de la inyección de agua

El agua inyectada a la entrada del DPF fue controlada mediante una válvula electromecánica. Todo el estudio preliminar de los requerimientos de la inyección de agua están recogidos en el trabajo presentado por *Bermúdez et al.* [291]. En este trabajo se llevó a cabo un estudio paramétrico centrado en evaluar la eficiencia de las inyecciones de agua frente a la caída de presión generada.

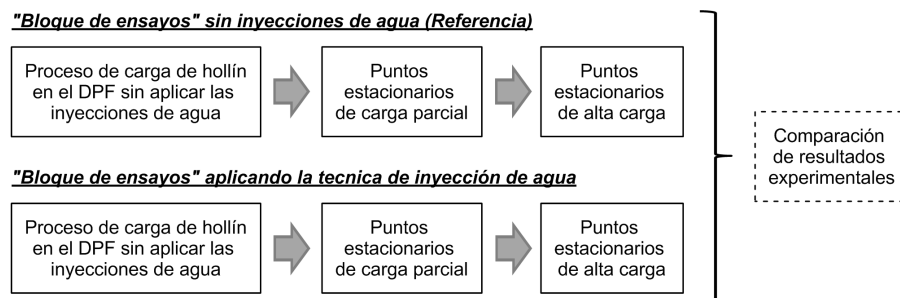
Para ello, se evaluaron parámetros tales como: tiempo de apertura del inyector, cantidad necesaria en cada inyección, así como cuál debía ser el diámetro del orificio de salida del inyector para producir una significativa reducción de la caída de presión en el DPF. A partir de los resultados encontrados, las características para cada inyección de agua se definieron tal y como se muestran la Tabla 6.1

**Tabla 6.1:** Características del proceso de inyección de agua.

Característica	Unidad	Valor
Presión del depósito de agua	[bar]	0.5 rel
Masa de agua inyectada	[g]	200
Duración de la inyección	[s]	3
Orificio del inyector	[mm]	4

### 6.2.2. Plan de ensayos

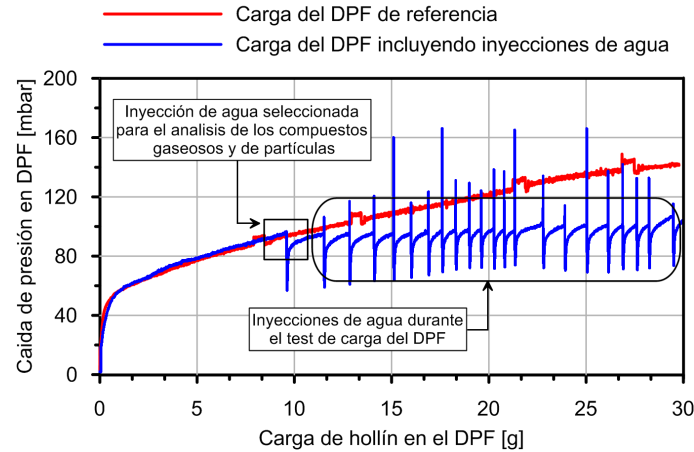
Como el objetivo de este estudio es evaluar la influencia de la técnica de inyección de agua en el DPF sobre las emisiones contaminantes que son emitidas a la atmósfera, la metodología del análisis de los ensayos se ha basado en la comparación entre los ensayos en el caso de referencia, es decir, sin aplicación de inyecciones de agua, frente a la repetición de los mismo ensayos cuando se realizara la aplicación de inyecciones de agua. Para este propósito, se definió un “*bloque de ensayos*” experimentales de manera continua en cada caso, quedando detallado todo este proceso en la Figura 6.2. Cada “*bloque de ensayos*” experimentales estuvo compuesto por los siguientes tests:



**Figura 6.2:** “Bloque de ensayos” experimentales realizados para la evaluación de la influencia de la técnica de inyección de agua sobre las emisiones contaminantes.

- Un ensayo de carga de hollín en el DPF realizado bajo un modo de operación estacionario de motor a 2500 rpm, 28 % de carga, y un 16 % de tasa de EGR. Este ensayo partió de unas condiciones limpias del DPF (sin acumulación de hollín interna) hasta alcanzar los 30 g (11 g/l) de carga interna. El objetivo era mantener estos parámetros constantes y al mismo tiempo analizar la influencia de las inyecciones de agua en el DPF de manera consecutiva durante el proceso de carga, midiendo como varían las emisiones de compuestos gaseosos y de partículas aguas-abajo del DPF. La Figura 6.3 muestra la comparación de ambos ensayos en términos de caída de presión en el DPF.

Durante el ensayo en el que se usaron inyecciones de agua a la entrada del DPF, éstas empezaron a realizarse cuando la masa interna de hollín acumulada en el



**Figura 6.3:** Evolución de la caída de presión en el DPF con la sucesiva aplicación de inyecciones de agua durante un proceso de carga de hollín.

DPF alcanzó los 9 g (3.3 g/l), repitiéndolas de manera consecutiva tantas veces como fuera necesario para mantener la caída de presión constante y por debajo de los niveles del proceso de carga de referencia; hasta alcanzar otra vez los 30 g de carga total en el DPF.

- Tras la realización del ensayo de carga de 30 g de hollín en el DPF, e intentando extender el análisis a una región del motor lo más amplio posible, se realizaron ensayos con diferentes modos de operación estacionarios. En la Tabla 6.2 se muestran las características de los tres modos de operación a baja carga seleccionados para evaluar la eficiencia de filtrado del DPF tras la aplicación de las inyecciones de agua durante el proceso de carga.

**Tabla 6.2:** Parámetros principales de los modos de operación estacionarios de carga parcial seleccionados para el análisis de la eficiencia de filtrado.

Punto	Régimen	Par	Carga	SOI	Tasa de EGR
	[rpm]	[N.m]	[%]	[°]	[%]
A	1580	42	10	-2.98	36.5
B	1660	104	21	-3.54	14
C	2240	89	25	-1.2	13

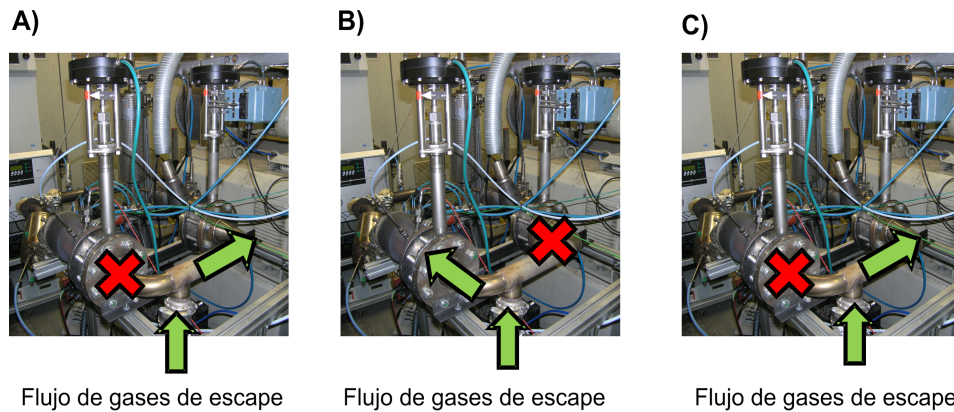
También se realizaron ensayos con tres puntos de funcionamiento estacionarios de alta carga para analizar la influencia de esta técnica sobre el proceso de regeneración pasiva en el DPF. Las características de estos modos de operación se encuentran en la Tabla 6.3.

**Tabla 6.3:** Parámetros principales de los modos de operación estacionarios de alta carga seleccionados para el análisis del proceso de regeneración pasiva.

Punto	Régimen	Par	Carga	SOI	Tasa de EGR
	[rpm]	[N.m]	[%]	[°]	[%]
D	4000	118	50	-1.3	0
E	3500	173	70	-15.9	0
F	2000	245	80	-15.5	0

### 6.2.2.1. Metodología para la estabilización termofluidodinámica de los modos de operación estacionarios

Para poder realizar la estabilización termofluidodinámica del motor y eliminar la influencia que puede tener este proceso sobre la carga no deseada en el DPF, se instaló un sistema de *by-pass* del gas de escape aguas-arriba de los sistemas de post-tratamiento para poder controlar este fenómeno. Este sistema y su modo de empleo se muestra en las imágenes A, B y C de la Figura 6.4.



**Figura 6.4:** Metodología empleada para la estabilización termofluidodinámica de los modos de operación estacionarios.

Antes de empezar el proceso de carga del DPF y realizar los ensayos de modos de operación estacionarios, fue necesaria la estabilización del funcionamiento del motor para evitar la carga del DPF que pudiese producir la alteración de los resultados. En este sentido, la válvula que controlaba el flujo de gases de escape hacia el sistema de post-tratamiento se mantuvo cerrada durante el transitorio termofluidodinámico del motor. El flujo de gases de escape fue forzado a pasar por el *by-pass*, evitando el paso por los sistemas de post-tratamiento, y controlando la contrapresión que generaría toda la línea de escape mediante una válvula de regulación. Tras el fin del transitorio termofluidodinámico, la válvula que permitía el paso de gases de escape por los siste-

mas de post-tratamiento fue totalmente abierta al mismo tiempo que era cerrada la del *by-pass*. De acuerdo con este propósito, las válvulas fueron controladas mediante los pasos descritos a continuación:

1. El modo de operación estacionario es estabilizado cortocircuitando el sistema de post-tratamiento y regulando la contrapresión que se generaría el gas si pasase por la línea de post-tratamiento (imagen A de la Figura 6.4).
  - La válvula que permite el flujo hacia el sistema de post-tratamiento está totalmente cerrada.
  - La válvula que cortocircuita el flujo es regulada para simular la contrapresión generada por toda la línea de post-tratamiento.
  - La estabilización termofluidodinámica termina cuando la temperatura de salida del pre-DOC no varía. La temperatura de salida del pre-DOC fue la última temperatura del gas de escape medida antes de pasar por el sistema de *by-pass*, y fue considerada como indicador de estabilización termofluidodinámica en el motor.
2. Cuando el transitorio termofluidodinámico finalizaba, se abría totalmente la válvula que permitía el paso de los gases de escape a través de los sistemas de post-tratamiento al mismo tiempo que se cerraba la válvula de regulación de la contrapresión de escape (imagen B de la Figura 6.4).
3. Tras el proceso de medida, la válvula que permite el paso de los gases de escape a través de los sistemas de post-tratamiento era cerrada y, simultáneamente, la válvula de regulación de la contrapresión de escape se posicionaba para simular la contrapresión generada por la línea de escape (imagen C de la Figura 6.4). Tras este proceso, se pasaba al siguiente modo de operación.

### 6.3. Análisis de las emisiones contaminantes durante la inyección de agua

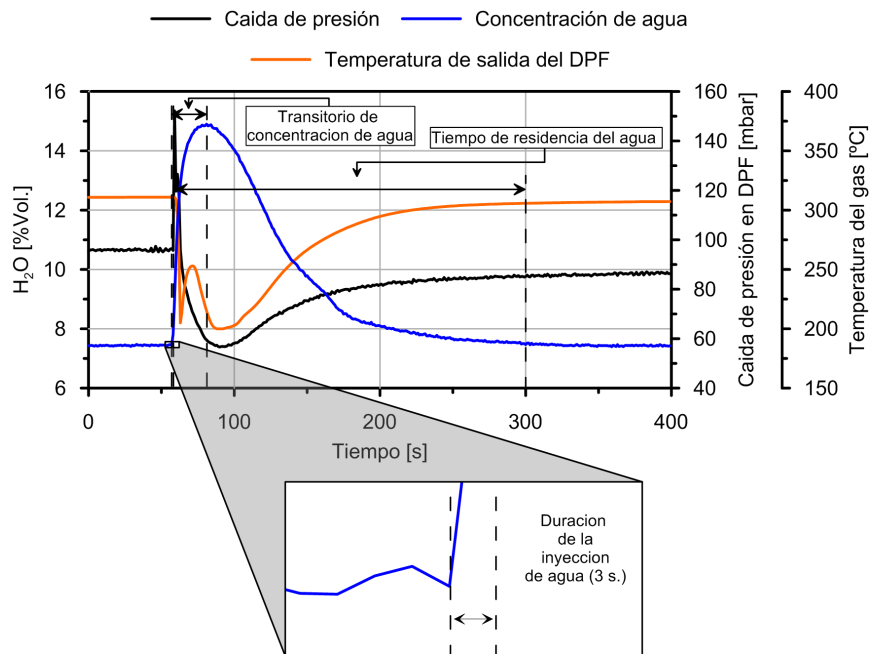
Los principales efectos sobre los compuestos contaminantes cuando se aplica la técnica de inyección de agua pre-DPF suceden durante el periodo transitorio de inyección. De acuerdo a esta respuesta transitoria, se analizó el patrón de la emisión de partículas y emisiones gaseosas durante la primera inyección realizada. En la Figura 6.3 previamente mostrada, puede observarse la evolución de la caída de presión durante los dos procesos de carga del DPF y el evento seleccionado para la realización del análisis.

El ensayo de carga del DPF tiene como principal interés demostrar que la reducción de la caída de presión conseguida a través de una inyección de agua en un DPF con

cierta cantidad de hollín acumulado puede ser aplicada sucesivamente para controlar la contrapresión generada en el DPF independientemente del nivel de carga de hollín que acumule el mismo.

### 6.3.1. Evaluación de la fracción volumétrica de agua

La Figura 6.5 representa la evolución de la fracción volumétrica de  $H_2O$  en el gas de escape a la salida del DPF desde unos segundos anteriores al comienzo de la inyección de agua hasta que se vuelve a recuperar el valor nominal de fracción volumétrica de  $H_2O$  previa a la inyección.

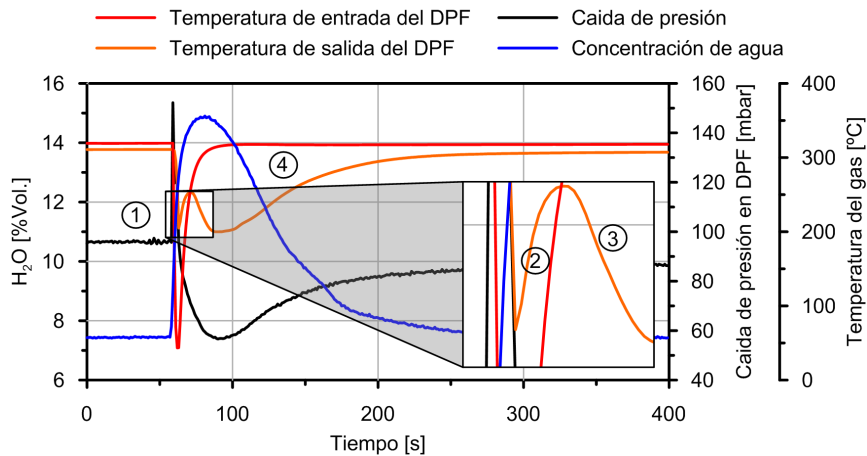


**Figura 6.5:** Análisis de la fracción volumétrica de  $H_2O$  aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua.

El incremento de la fracción volumétrica de  $H_2O$  es debido a que se incrementa el flujo másico de agua en el flujo de escape respecto del flujo nominal. Sin embargo, es interesante resaltar que la duración de la inyección de agua es de 3 segundos, mostrándose el pico máximo de fracción volumétrica 25 segundos después del inicio de la inyección (Figura 6.5). Tras esto, el tiempo requerido para la recuperación del valor nominal de la fracción volumétrica de  $H_2O$  fue alrededor de los 250 segundos. Este tiempo se relacionó con el tiempo de residencia que permaneció el agua dentro de los

canales del DPF, y está estrechamente relacionado con el transitorio termofluidodinámico experimentado por el gas de escape a la salida del DPF, es decir, el tiempo transcurrido hasta la recuperación a valores nominales de la temperatura del gas de escape a salida del DPF.

Para poder realizar una exploración más profunda sobre el proceso de inyección de agua, la Figura 6.6 muestra los diferentes pasos transcurridos. Inicialmente, una gran cantidad de agua fue inyectada (a razón de 66 g/s), requiriendo de una gran potencia térmica para poder ser evaporada totalmente. Debido a que el gas de escape poseía una potencia térmica inferior a la necesaria para la evaporación total del agua inyectada, solo cierta cantidad de ésta fue evaporada instantáneamente cuando impactaba contra el sustrato del DPF. Consecuentemente, el gas de escape y el sustrato poroso fueron drásticamente enfriados (1) reteniendo, probablemente, el resto de la masa de agua no evaporada dentro del sustrato poroso del DPF.



**Figura 6.6:** Proceso fenomenológico de la fracción volumétrica de  $H_2O$  aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua.

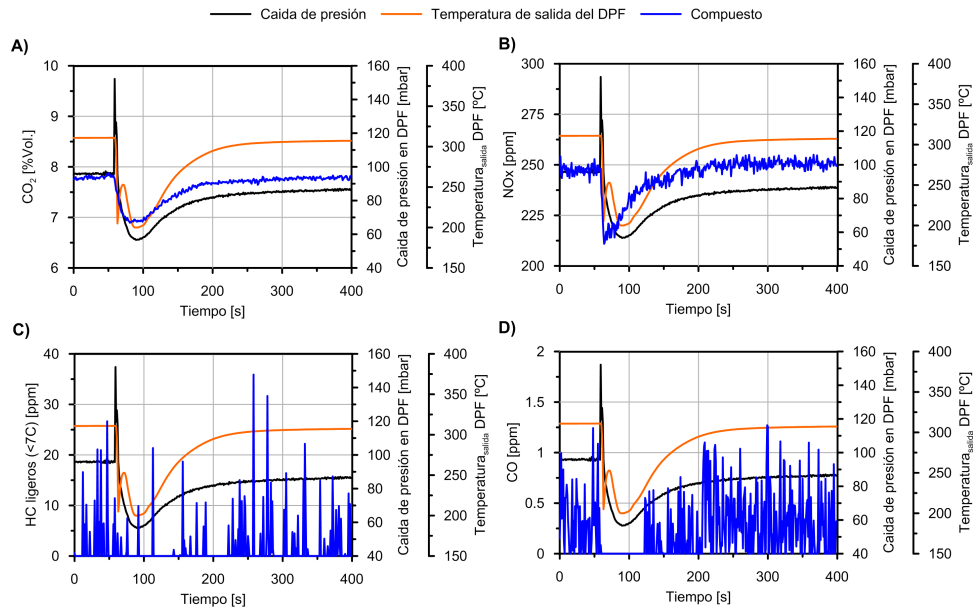
Asumiendo que el resto de agua se quedaba retenida dentro del sustrato del DPF, la temperatura del gas de escape a la salida de este elemento empezó a incrementarse (2) debido al efecto de la alta temperatura del flujo másico de escape suponiendo, también, que la temperatura del sustrato poroso también aumentaba. En este sentido, cuando el sustrato poroso empezó a recuperar temperatura, la cantidad de agua retenida dentro empezó a evaporarse progresivamente de nuevo y, en consecuencia, la temperatura del gas de escape a salida del DPF empezó a descender nuevamente (3). La temperatura mínima del gas de escape a la salida del DPF (en este paso de la evaporación) coincidió con el valor máximo de la fracción volumétrica de  $H_2O$ , confirmando la hipótesis sobre el proceso de evaporación.



Finalmente, en concordancia con la hipótesis planteada, cuando el resto de agua dentro del DPF fue finalmente evaporada, la temperatura de la pared porosa recuperó valores iniciales (4), confirmado también por la recuperación de la temperatura del gas de escape a la salida del DPF, mostrando valores similares a los obtenidos antes de realizar la inyección de agua.

### 6.3.2. Evaluación de la concentración de compuestos gaseosos

La Figura 6.7.A muestra el perfil de concentración del  $\text{CO}_2$  durante la inyección de agua. El incremento en la fracción volumétrica de  $\text{H}_2\text{O}$  en el gas de escape causó un complementario efecto dilución de este compuesto en el gas de escape, tal y como puede observarse en la reducción en la concentración de  $\text{CO}_2$  tras la aplicación de la inyección. El tiempo requerido para recuperar la concentración de  $\text{CO}_2$  hasta valores nominales anteriores a la inyección de agua fue el mismo que el tiempo de recuperación de la fracción volumétrica de  $\text{H}_2\text{O}$ .



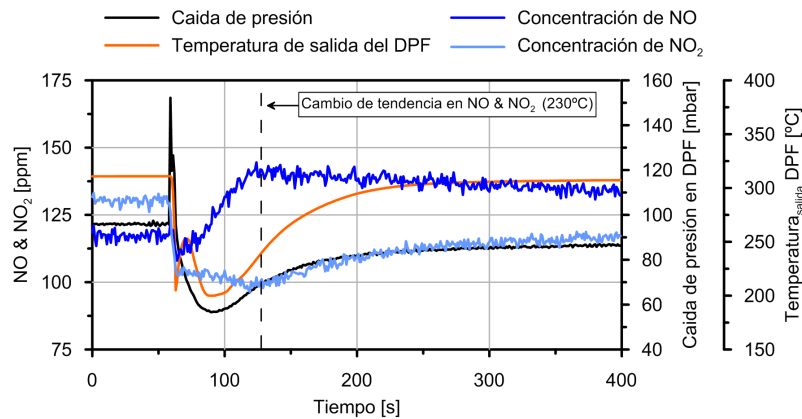
**Figura 6.7:** Evolución de la concentración de compuestos gaseosos aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua. A)  $\text{CO}_2$ . B)  $\text{NO}_x$ . C)  $\text{HC}(<7\text{C})$ . D)  $\text{CO}$ .

Una tendencia similar a la del  $\text{CO}_2$  se puede observar, también, en todos los gráficos de la Figura 6.7, donde se muestran los perfiles de concentraciones de compuestos gaseosos regulados durante el evento de inyección analizado.

La concentración de NO<sub>x</sub> aguas-abajo del DPF (Figura 6.7.B) se comportó de manera similar al CO<sub>2</sub>, reduciéndose a medida que aumenta la fracción volumétrica de H<sub>2</sub>O en el gas de escape, y volviendo a valores nominales al mismo tiempo que la fracción volumétrica de H<sub>2</sub>O.

Con respecto al CO y los HC ligeros (<7C), la Figura 6.7.C y 6.7.D representa la concentración de estos compuesto respectivamente cuando la inyección tiene lugar. En este caso, la emisión del éstos era prácticamente nula antes de la inyección de agua, viéndose afectadas solamente por el ruido de la medida cuando ésta se produce.

Cuando el análisis se centró en los perfiles de concentración de los compuestos nitrogenados por separado, es decir, NO y NO<sub>2</sub>, se produjo un efecto diferente al de dilución observado en los otros compuestos gaseosos analizados, tal y como se puede observar en la Figura 6.8.



**Figura 6.8:** Evolución de la concentración de compuestos nitrogenados (NO y NO<sub>2</sub>) aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua.

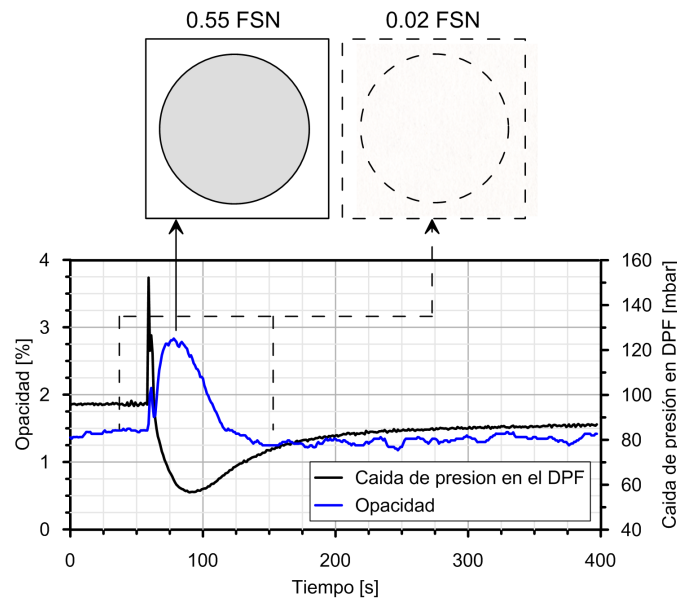
Una vez que la concentración de NO<sub>x</sub> volvió a valores nominales anteriores a la inyección (250 segundos después de inyectar el agua, según la Figura 6.7.B) la tendencia de los compuestos nitrogenados se vio intercambiada. Inicialmente se produce un descenso de la concentración de ambos compuestos respecto de los valores nominales debido al efecto dilución previamente explicado. Tras este descenso, la Figura 6.8 muestra un cambio en la tendencia de NO y NO<sub>2</sub>. Aunque la fracción nominal de agua en el gas de escape (7.5 %Vol.) se situaba varios ordenes de magnitud por encima de la fracción de NO<sub>2</sub> (~120 ppm), el incremento transitorio de la cantidad de agua pudo conducir a un incremento en la formación de ácidos nítricos y y nitrosos en el gas de escape.

Diversos autores han reportado trabajos donde el incremento de la cantidad de agua en el gas de escape realza la reacción del hollín con el NO<sub>2</sub> sin modificación

del mecanismo global. Tal y como discutió *Jeguirim et al.* [298], esto es atribuido al potencial de formación de ácidos nítricos y nitrosos en presencia de agua y  $O_2$ . Este fenómeno también fue reportado por *Kirchner et al.* [299] quien observó un incremento en los grupos  $C-ONO_2$  y  $C-ONO$  en la reacción del hollín cuando el ácido nítrico está presente en el flujo de gases de escape, siendo este hecho también confirmado por el trabajo de *Uchisawa et al.* [300], donde se concluyó que la causa de la mejora en el proceso de oxidación del hollín es debido a la hidrólisis y la decarboxilización producida por el agua en presencia de un medio fuertemente ácido.

### 6.3.3. Evaluación de la opacidad

La Figura 6.9 muestra la medida de opacidad aguas-abajo del DPF durante el proceso de inyección de agua. Adicionalmente, también muestra la medida eventual realizada con el equipo *AVL-415S* antes, durante, y después de la inyección de agua.



**Figura 6.9:** Evolución del perfil de la medida de opacidad y valores FSN aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua.

Cuando la inyección comienza, las medidas mostraron un incremento instantáneo de la opacidad emitida. El rápido incremento en la opacidad fue debido a la inyección y al efecto “arrastre” producido por el flujo de agua sobre las partículas de hollín depositada sobre y dentro del sustrato poroso, de manera que estos resultados concuerdan claramente con el incremento en la fracción volumétrica de  $H_2O$  mostrada

en la Figura 6.5. Sin embargo, el pico máximo de opacidad alcanzado se mantiene en niveles muy reducidos ( $\sim 2.8\%$ ), lo que pone de manifiesto que la reducción de la caída de presión no es debida a la pérdida de masa de partículas acumuladas en los canales internos del DPF.

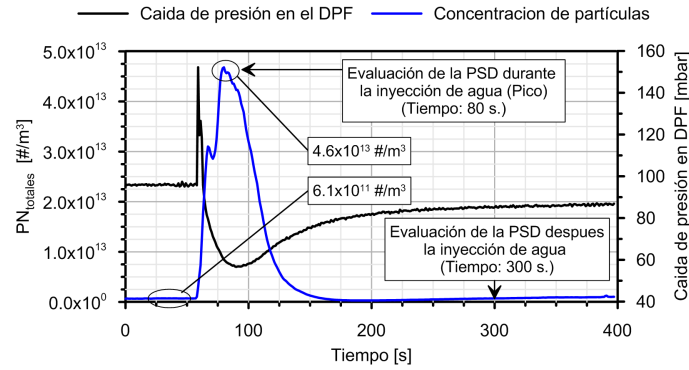
Se pueden identificar claramente dos picos durante la inyección de agua. El primero es debido a la perturbación de la presión a la entrada del DPF causada por la inyección de agua, ya que la presión de inyección del agua se sitúa 0.5 bar por encima de la presión del gas de escape a la entrada del DPF (Tabla 6.1). El segundo pico está relacionado con el tiempo de residencia del agua en el monolito del DPF, el cual provoca el arrastre de cierta cantidad de partículas por medio del flujo de agua evaporada. Además, el incremento máximo en la medida de opacidad se produce 25 segundos después de la aplicación de la inyección de agua, coincidiendo con la fase principal del proceso de evaporación de agua en el monolito, tal y como se ha mostrado en la Figura 6.6.

La medida instantánea de opacidad estuvo corroborada por las medidas FSN realizadas aguas-abajo del DPF. Los instantes previos a realizar la inyección y una vez transcurrido el transitorio termofluidodinámico tras la inyección, los valores arrojados se situaban en torno a 0.02 FSN. Durante la inyección, el valor se incrementó hasta 0.55 FSN, tal y como revelan el color de los filtros extraídos del equipo *AVL-415S* y mostrados en la Figura 6.9. Es importante remarcar que el opacímetro *AVL-439* proporciona una medida continua de opacidad para evaluar cambios dinámicos mientras que el medidor de humos *AVL-415S* realiza las medidas de FSN de forma discontinua, por lo que dicha medida fue realizada durante un periodo de 10 segundo, teniendo en cuenta todo el transitorio de emisión de partículas durante la inyección de agua.

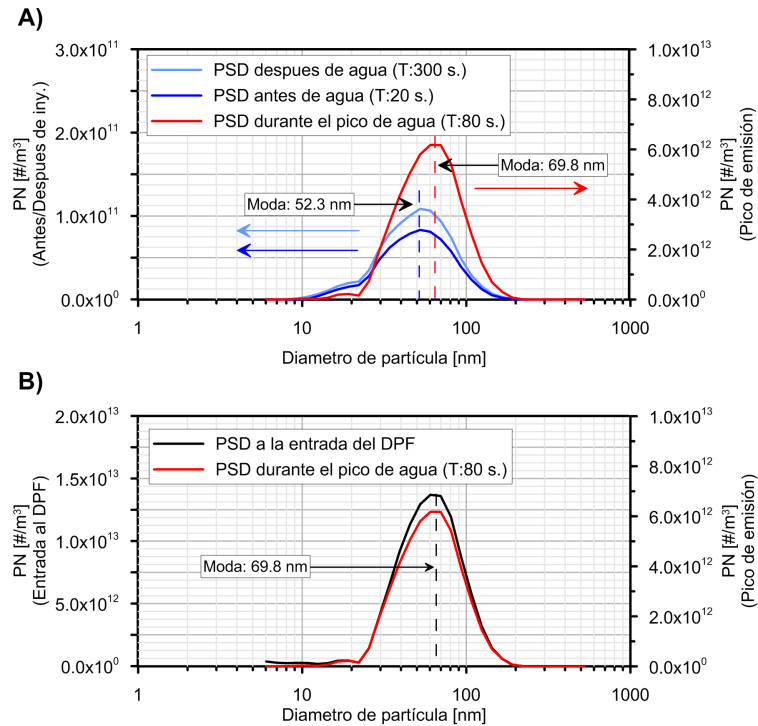
#### 6.3.4. Evaluación de la emisión de partículas

El análisis del patrón de emisión de partículas durante la inyección de agua se completó con la medida de concentración numérica en función del diámetro de las partículas aguas-abajo del DPF. La Figura 6.10 muestra la emisión de partículas basada en la concentración durante la inyección de agua y la tendencia mostrada concuerda claramente con la obtenida con la medida de la opacidad en la Figura 6.9.

El pico máximo en la concentración de partículas aguas-abajo del DPF durante la inyección de agua es dos órdenes de magnitud mayor que el valor nominal antes de la inyección ( $4.6 \cdot 10^{13} \text{ \#/m}^3$  vs.  $6.1 \cdot 10^{11} \text{ \#/m}^3$ ). Sin embargo, este incremento no va asociado a un drástico incremento en la masa de partículas emitida. Durante la emisión de partículas transitoria se evaluó, a través de la correlación  $\rho_{\text{hollín}} - PN_{\text{acum}}$  propuesta en el Capítulo 4, que el total de masa de hollín expulsada durante una inyección de agua fue inferior a 2 mg, la cual es insignificante en comparación con el hollín acumulado en el DPF (variando de 9000 mg a 30000 mg en este estudio).



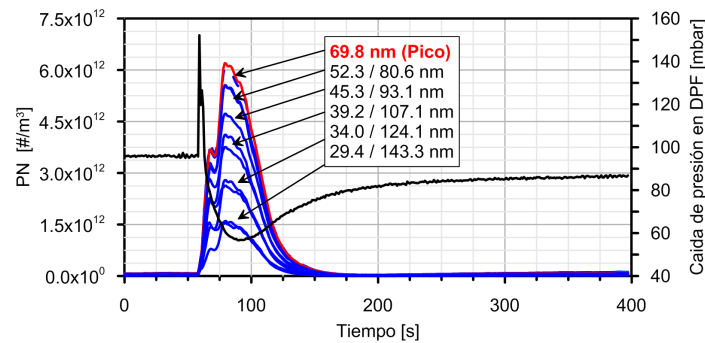
**Figura 6.10:** Evolución del perfil de la medida de concentración de partículas total aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua.



**Figura 6.11:** Análisis de las distribuciones de tamaño de partícula durante un evento de inyección de agua. A) PSDs aguas-abajo del DPF antes, durante, y después de la aplicación de la inyección de agua. B) Comparación de la PSD aguas-arriba vs. aguas-abajo durante el pico máximo de emisión de partículas.

Para analizar en detalle este comportamiento, en la Figura 6.11.A se ha realizado una comparación de las PSDs aguas-abajo del DPF en diferentes instantes: antes, durante, y tras la aplicación de la inyección de agua. La comparación entre la PSD de antes (20 segundos antes de la inyección) y después (300 segundos después de la inyección) revela una forma similar de las PSDs en ambos casos y que las modas de éstas se situaban en 52.3 nm. Comparando estas distribuciones de tamaño con la que se midió durante el pico máximo del transitorio experimentado por la fracción volumétrica de  $H_2O$  (evaluada 80 segundos tras la inyección), se produjo un incremento en la concentración de partículas en el rango de 30 a 200 nm. Aunque no es significativo en términos de masa emitida, el hecho más importante es que la moda de esta PSD se desplazó hacia diámetros mayores, moviéndose de 52.3 nm a 69.8 nm, siendo este diámetro de partícula el de la moda de la PSD aguas-arriba del DPF, tal y como se muestra en la Figura 6.11.B.

Para terminar de completar el análisis, en la Figura 6.12 se muestra la concentración de partículas de manera discretizada en función de su diámetro durante la inyección de agua en el DPF. Los resultados confirmaron que el cambio en la moda de la PSD evaluado en la Figura 6.11.B tuvo lugar durante todo el transitorio de evaporación de agua dentro del DPF. Esto refuerza la hipótesis sobre el efecto “*arrastré*” de las partículas de hollín depositadas en los canales del DPF y que éstas están caracterizadas por la moda de los agregados de hollín [250].

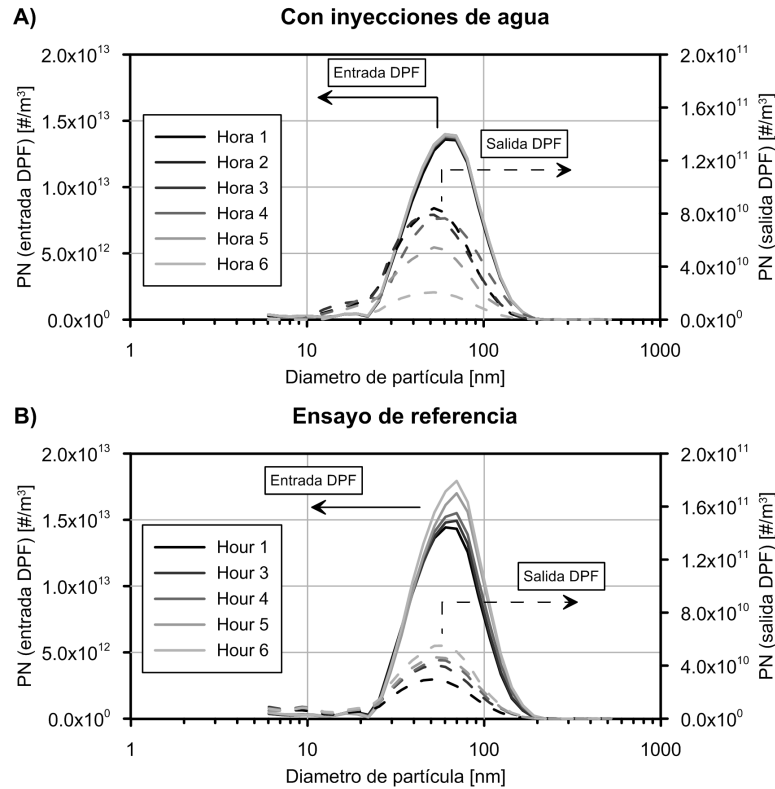


**Figura 6.12:** Evolución del perfil de concentración de partículas en función del diámetro de partícula aguas-abajo del DPF durante un evento de inyección de agua.

## 6.4. Análisis de la emisión de partículas y eficiencia de filtrado durante el proceso de carga del DPF

En paralelo al análisis de la caída de presión durante el proceso de carga del DPF, también fue medida la emisión de partículas aguas-arriba y aguas-abajo del

mismo. Las medidas aguas-abajo se realizaron en modo continuo, mientras que las medidas aguas-arriba se realizaron cambiando el selector de línea *IAG MSJ02-HL* a la posición de medida en la entrada del DPF, cada hora, y registrando los datos durante 120 segundos. Este procedimiento permitió la caracterización de la emisión de partículas tanto aguas-arriba, como aguas-abajo del DPF, siendo posible evaluar, de este modo, la eficiencia global de filtrado y, también, en función del diámetro de partícula.

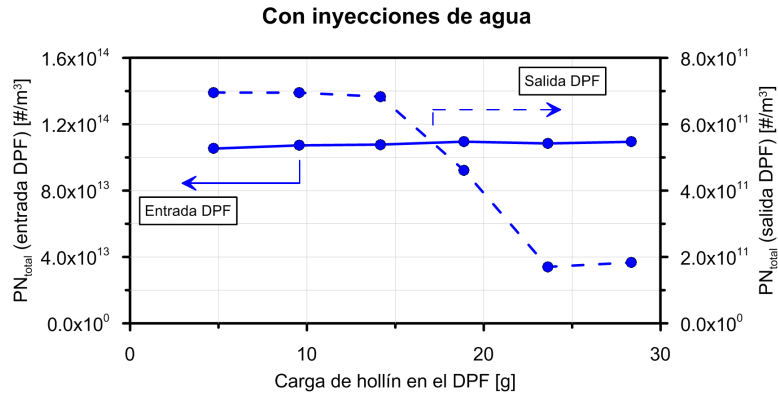


**Figura 6.13:** Distribuciones de tamaños de partícula tomadas cada hora durante el proceso de carga del DPF. A) PSDs durante el ensayo de carga del DPF con la aplicación de inyecciones de agua. B) PSDs durante el ensayo de carga del DPF de referencia.

La Figura 6.13 muestra la comparación de las PSDs tomadas tanto a la entrada, como a la salida del DPF durante el proceso de carga en ambos casos, es decir, durante la referencia y con inyecciones de agua. Los gráficos corresponden a las diferentes horas transcurridas durante el proceso de carga total. En estos gráficos, las líneas continuas representan las PSDs a la entrada del DPF, mientras que las discontinuas representan la salida del DPF.

Tal y como muestra la Figura 6.13.A, durante el proceso de carga en el ensayo de referencia se produjo un incremento en las PSDs, afectando a todos los diámetros de partículas tanto aguas-arriba como aguas-abajo conforme transcurre el tiempo. El incremento a la entrada del DPF fue producido por el incremento de la contrapresión de escape a medida que el salto de presiones en el DPF se incrementaba, hecho observado, también, por *Lapuerta et al.* [256]. Sin embargo, el análisis de las PSDs durante la carga del DPF aplicando las inyecciones de agua reveló diferencias significativas respecto al proceso de carga de referencia.

En la Figura 6.13.B se puede observar que no existieron cambios en las PSDs aguas-arriba del DPF, ya que éstas permanecieron inalteradas durante el transcurso del ensayo. En este sentido, el uso consecutivo de las inyecciones de agua permitió controlar la caída de presión en el DPF, manteniéndola constante independientemente de la carga de hollín acumulado, tal y como se ha mostrado en la Figura 6.3 del apartado 6.2.2. Consecuentemente, la invariabilidad en la contrapresión de escape produjo una emisión bruta constante de partículas a la entrada del DPF. Este hecho fue debido a que el control de la contrapresión de escape generada por el DPF permitió realizar la misma tasa de EGR durante todo el ensayo, y según los propios mapas de control de la ECU.

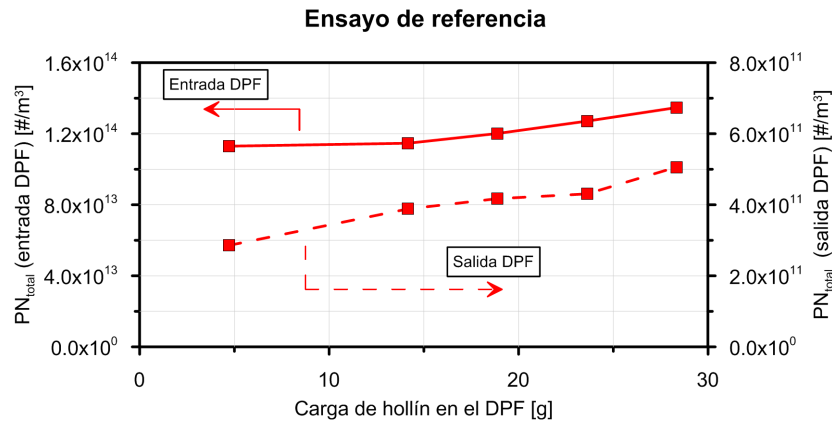


**Figura 6.14:** Evolución de la concentración de partículas total evaluada cada hora durante el ensayo de carga del DPF con la aplicación de inyecciones de agua.

La Figura 6.14 muestra las partículas totales emitidas durante el proceso de carga con inyecciones de agua. La tendencia analizada en las PSDs a la entrada del DPF durante el proceso de carga de referencia se corroboraron con el análisis de esta Figura. Por un lado, la concentración total de partículas a la entrada del DPF al final del proceso de carga había crecido alrededor de un 17 % ( $3.5 \cdot 10^{13} \text{ #/m}^3$ ) con respecto a la primera medida, realizada una hora después del inicio del test. Por otro lado, la concentración total de partículas a la salida del DPF sufrió un incremento del 44 % ( $2.5 \cdot 10^{10} \text{ #/m}^3$ ) al final del proceso de carga y respecto a la primera medida realizada.



En cambio, en el caso de la carga del DPF aplicando las inyecciones de agua, la Figura 6.15 muestra una línea plana de concentración de partículas aguas-arriba del DPF debido al control de la contrapresión de escape, la cual permite que la ECU de control del motor no cambie el modo de operación. El otro cambio significativo en la emisión se da en el descenso de la concentración total de partículas aguas-abajo del DPF que tiene lugar durante la última fase del proceso de carga.



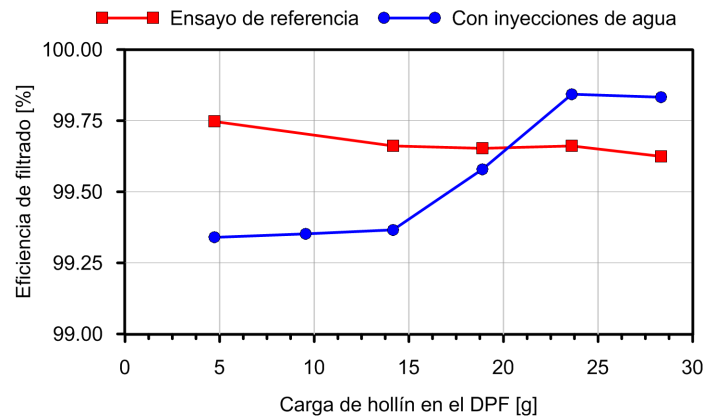
**Figura 6.15:** Evolución de la concentración de partículas total evaluada cada hora durante el ensayo de carga del DPF de referencia.

De acuerdo a esta última circunstancia en el modo de emitir partículas a la entrada y a la salida del DPF, el cambio en la estructura del hollín acumulado con la aplicación de las sucesivas inyecciones de agua produce un incremento en la eficiencia de filtrado a causa de la mayor penetración de la capa de partículas en las paredes porosas del DPF.

#### 6.4.1. Evaluación de la eficiencia de filtrado durante el proceso de carga del DPF

En la Figura 6.16 está representada la comparativa entre la eficiencia de filtrado global durante los procesos de carga del DPF realizados. Se puede apreciar que la eficiencia global varió muy poco en el caso del test de referencia, manteniendo valores de entre 99.5% y el 99.75% (evaluado con acumulación d hollín desde 9 g a 30 g). De manera similar al test de referencia, durante el test de carga del DPF con inyecciones de agua, la eficiencia de filtrado global se mantuvo en el mismo orden de magnitud. Sin embargo, tal y como se deduce de los resultados anteriores, esta eficiencia aumentó durante el test. La explicación para este comportamiento pudo ser debida a los cambios estructurales en la deposición del hollín acumulado dentro de los canales de substrato poroso del DPF. Es bien conocido que la penetración del hollín

dentro de la pared porosa durante el ensayo de referencia no es muy alta. De este modo, solo una reducida fracción de la pared porosa se encuentra saturada con las partículas de hollín, tal y como demostraron experimentalmente *Fino et al.* [301], y mediante modelos 1D, *Serrano et al.* [250].



**Figura 6.16:** Eficiencia de filtrado global durante los procesos de carga del DPF.

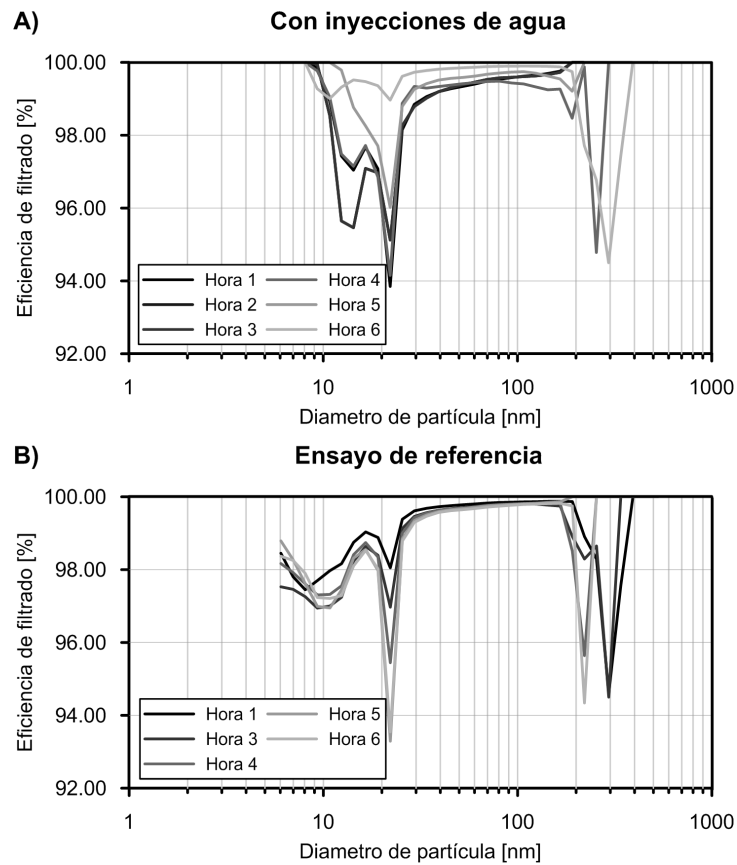
Por lo tanto, el arrastre de partículas llevado a cabo por el agua a través de la pared porosa, la cual produce una emisión transitoria de hollín a la salida del DPF, puede producir, también, un aumento de la masa atrapada e incrementar la penetración del hollín dentro de la pared porosa.

Por un lado, este fenómeno produciría una pérdida de presión menor debido a una distribución más homogénea del hollín y una permeabilidad efectiva más reducida dentro de la pared porosa, contribuyendo a la reestructuración de la capa de partículas. Y por otro lado, el mejor aprovechamiento de todo el espesor de la pared porosa (aumentando la penetración de hollín) proporciona una mejora en la eficiencia del filtrado del DPF [275].

Con respecto al análisis detallado de la eficiencia de filtrado en función del diámetro de partícula, la Figura 6.17.A y la Figura 6.17.B muestran los resultados obtenidos tanto en la carga de referencia, como la carga con inyecciones de agua, en los que se puede ver que la tendencia es prácticamente idéntica en ambos casos.

De este análisis se desprende la localización de tres mínimos locales de eficiencia de filtrado ubicados en los mismos diámetros de partícula durante la realización de ambos procesos de carga del DPF. El primer mínimo local se localizó sobre los 10 nm y es debido a la pérdida de eficiencia de filtrado para las partículas ultrafinas [302]. El segundo mínimo local de eficiencia de filtrado se encontró alrededor de los 22 nm, el cual es característico del DPF y está estrechamente relacionado con las propiedades geométricas y del flujo volumétrico a través de éste [302]. Finalmente, la eficiencia de

filtrado mínima se da alrededor de los 200 nm, región donde está definido el diámetro de mayor penetración de las partículas (MPPS<sup>1</sup>) debido a la baja eficiencia de filtrado de todos los mecanismos de los que es dependiente: difusión browniana, intercepción, e impactación inercial [275].

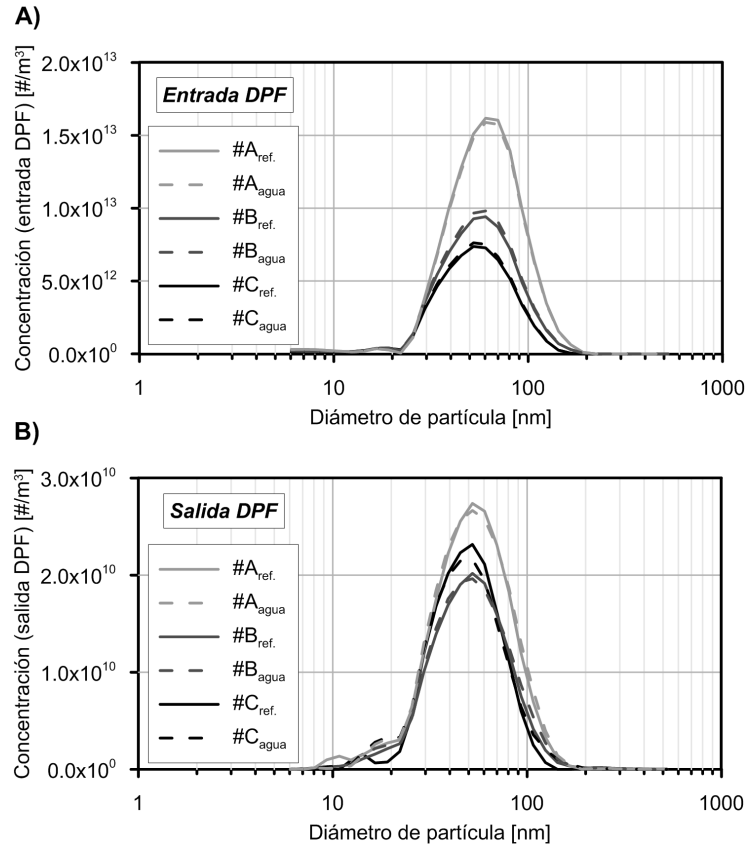


**Figura 6.17:** Eficiencia de filtrado en función del diámetro de partícula durante los procesos de carga del DPF. A) Eficiencia de filtrado durante el ensayo de carga del DPF con la aplicación de inyecciones de agua. B) Eficiencia de filtrado durante el ensayo de carga del DPF de referencia.

<sup>1</sup>Del inglés *Most Penetrating Particle Size*

## 6.5. Análisis de la emisión de partículas y eficiencia de filtrado del DPF durante los modos de operación estacionarios de carga parcial

Tal y como se ha explicado en el apartado 6.2.2, tras cada test de carga de hollín en el DPF se realizaron ensayos con tres modos de operación estacionarios de carga parcial (Tabla 6.2) evaluando de esta manera, la influencia sobre la eficiencia de filtrado del DPF que tiene la aplicación previa de la técnica de inyección de agua. Estos modos de operación estacionarios se ensayaron según la metodología descrita en la Figura 6.4.

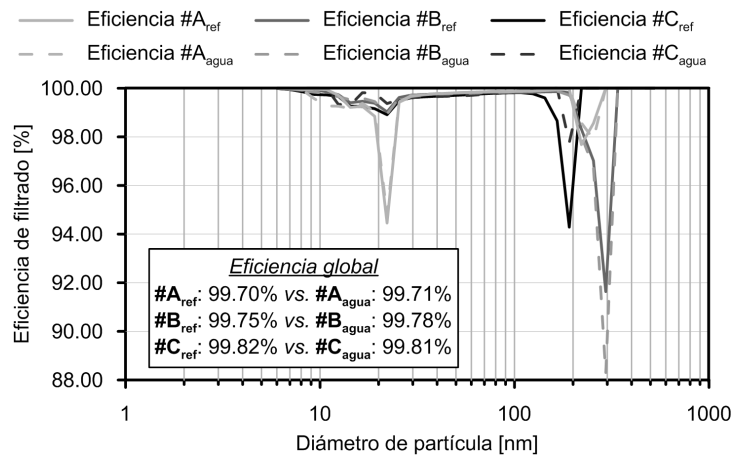


**Figura 6.18:** Comparación de las distribuciones de tamaño de partículas evaluadas durante los ensayos con los modos de operación estacionarios de carga parcial. A) PSD aguas-arriba del DPF. B) PSD aguas-abajo del DPF.

La Figura 6.18.A muestra las PSDs obtenidas a la entrada del DPF durante los modos de operación #A, #B, y #C. La comparación entre las PSDs en los distintos modos de operación y entre los diferentes ensayos reveló que la emisión bruta del motor era similar.

De la misma manera, la Figura 6.18.B muestra las PSDs aguas-abajo del DPF. En este caso también es claramente visible que la aplicación previa de las inyecciones de agua no tiene influencia sobre la emisión atmosférica de las PSDs, por lo que se puede anticipar que la eficiencia de filtrado no se vió afectada.

La eficiencia de filtrado en el DPF en función del diámetro de partículas cuando se ensayaron estos modos de operación estacionarios está representada en la Figura 6.19. Las desviaciones que se encontraron en la eficiencia de filtrado fueron prácticamente despreciables. Asimismo, se pudo comprobar que el perfil de la eficiencia de filtrado fue el mismo en función del diámetro, incluyendo los mínimos locales de eficiencia en la región de partículas ultrafinas y los concernientes al MPPS. En este sentido, se encontró un ligero descenso de la eficiencia de filtrado en el mínimo local de 200 nm en el punto #B después de la aplicación de la inyección de agua, y ligeramente superior en el mínimo local de 22 nm después de la inyección de agua en el punto #A. Además, las similitudes en la eficiencia de filtrado son aún más evidentes cuando se integran estos valores para evaluar la eficiencia global de filtrado, la cual también es mostrada en la Figura 6.19, por lo que cabe destacar que no se encontraron diferencias significativas en la eficiencia de filtrado y que, por lo tanto, no hay influencia negativa en el funcionamiento del DPF debido al uso continuado de las inyecciones de agua.



**Figura 6.19:** Comparación de la eficiencia de filtrado en función del diámetro de partículas evaluada durante los ensayos con los modos de operación estacionarios de carga parcial.

## 6.6. Análisis de la influencia de las inyecciones de agua sobre la regeneración pasiva del DPF

Es bien conocido la capacidad de oxidación del hollín acumulado en el DPF utilizando el  $O_2$  y el  $NO_2$  presente en el flujo de gases de escape cuando la temperatura de éste es lo suficientemente alta [298, 303]. Por este motivo, y puesto que el analizador *HORIBA MEXA-6000FT* permite realizar medidas de los compuestos nitrogenados, se evaluó si la aplicación de inyecciones de agua podían tener algún efecto sobre el proceso de regeneración pasiva por  $NO_2$  durante el proceso de carga del DPF.

Además, también se evaluó la regeneración pasiva cuando el gas de escape posee una alta temperatura. Para este fin se realizaron los ensayos de los modos de operación estacionarios de alta carga planteados en el apartado 6.2.2.

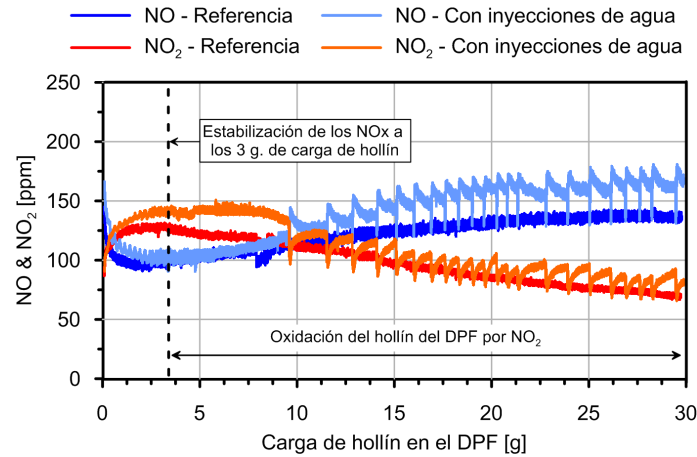
### 6.6.1. Evaluación de la regeneración pasiva durante el proceso de carga del DPF

Durante los ensayos de carga del DPF realizados, el modo de operación con el que se realizó el ensayo impuso una temperatura del gas de escape a la entrada del DPF en torno a  $325^\circ C$ , suficiente para provocar la regeneración pasiva del filtro según se incrementase la masa del hollín acumulado. Aunque el incremento del salto de presión y de la masa de hollín no se pudo evitar, el análisis de las fracciones de los  $NO_x$  reveló que cierta cantidad de partículas eran oxidadas debido a la reacción con el  $NO_2$  presente en el gas de escape.

La Figura 6.20 muestra la evolución de las fracciones de  $NO$  y  $NO_2$  aguas-abajo del DPF durante el proceso de carga realizado hasta los 30 g de hollín, tanto en la referencia, como en la que se realizaron inyecciones de agua.

Aparte de las pequeñas diferencias en la fracción de  $NO_x$  totales, la tendencia observada en las fracciones de  $NO$  y  $NO_2$  en ambos ensayos son la misma, a pesar de la aplicación continuada de las inyecciones de agua. Al principio del proceso de carga, el transitorio termofluidodinámico que experimenta el substrato del DPF implicó un aumento de la fracción de  $NO_2$ , y el consiguiente descenso del  $NO$  a la salida del DPF, estabilizándose esta tendencia alrededor de los 3 g de hollín acumulado en el DPF. A partir de este punto, la fracción de  $NO_2$  empezó a descender ligeramente, mientras que la de  $NO$  empezó a incrementarse. Considerando que el motor estaba funcionando en un modo de operación estacionario, este resultado indicó que la oxidación del hollín por la presencia de  $NO_2$  estaba teniendo lugar.

En el caso del proceso de carga realizado aplicando las sucesivas inyecciones de agua, éstas se empezaron a aplicar a partir de los 9 g de hollín acumulados. La Figura



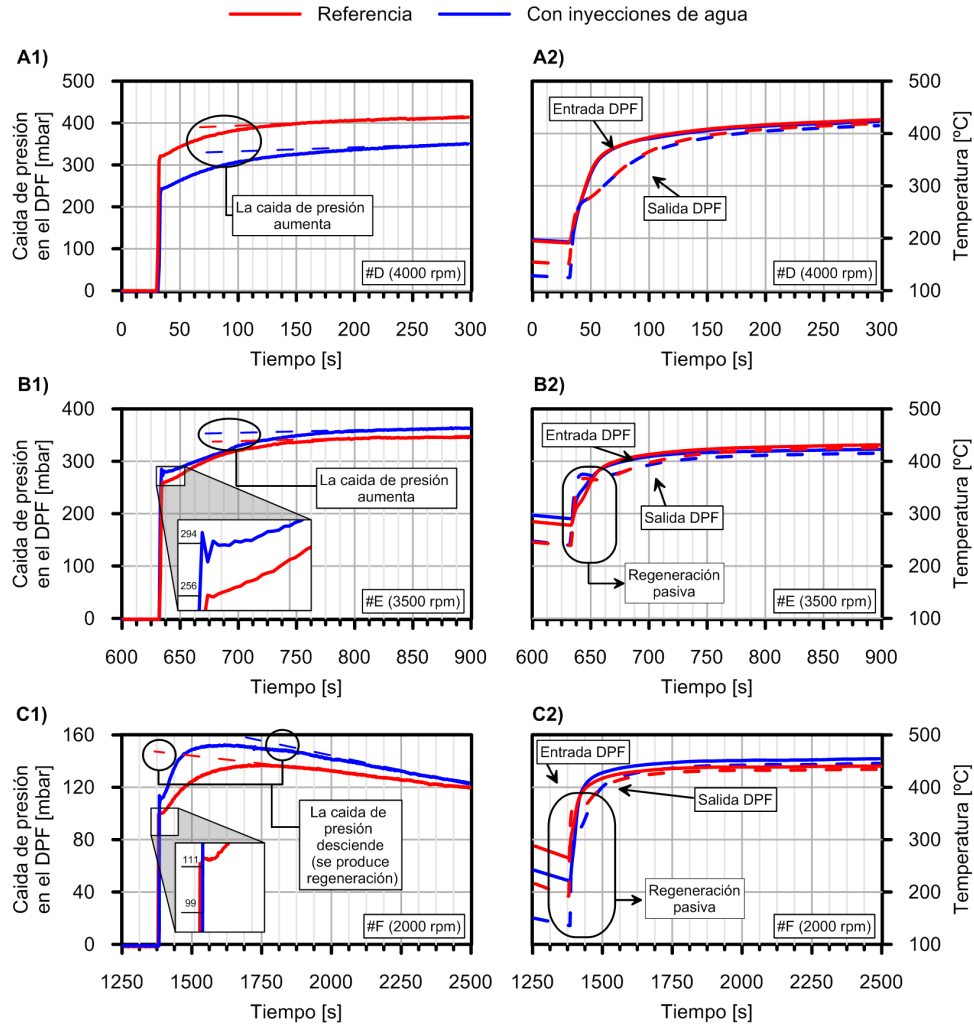
**Figura 6.20:** Comparación de la concentración de NO y NO<sub>2</sub> aguas-abajo del DPF durante el proceso de carga de hollín entre la referencia y el caso de aplicar las inyecciones de agua.

6.20 muestra que no se produjo ningún cambio relevante en las fracciones de NO y NO<sub>2</sub>, ya que en ambos casos esta tendencia muestra el mismo perfil. Esto indica que el uso consecutivo de las inyecciones de agua no tiene efecto sobre la regeneración pasiva del DPF durante un proceso de carga debido a la redistribución lograda con el hollín acumulado.

### 6.6.2. Evaluación de la regeneración pasiva durante el funcionamiento en modos de operación estacionarios de alta carga

El último ensayo realizado durante este estudio concierne al análisis del comportamiento del DPF cuando se realizan ensayos con modos de operación de alta carga. La metodología empleada para la realización de estos ensayos ha sido explicada en el apartado 6.2.2.1 de este mismo Capítulo y el objetivo de estos ensayos fue evaluar que el DPF podía llegar a ser regenerado pasivamente a través de puntos de alta carga definidos en la Tabla 6.3. El test comenzó con el modo de operación #D y los modos de operación se ensayaron de manera continua cortocircuitando el gas de escape durante los cambios de modo de operación para evitar, la influencia del transitorio termofluidodinámico.

En la Figura 6.21 se muestra la caída de presión y la evolución de las temperaturas a la entrada y salida del DPF en cada modo de operación de alta carga ensayado. En el caso del gráfico A1 (modo de operación #D), la pérdida de presión al inicio del ensayo cuando se han realizado previamente inyecciones de agua fue mucho menor,

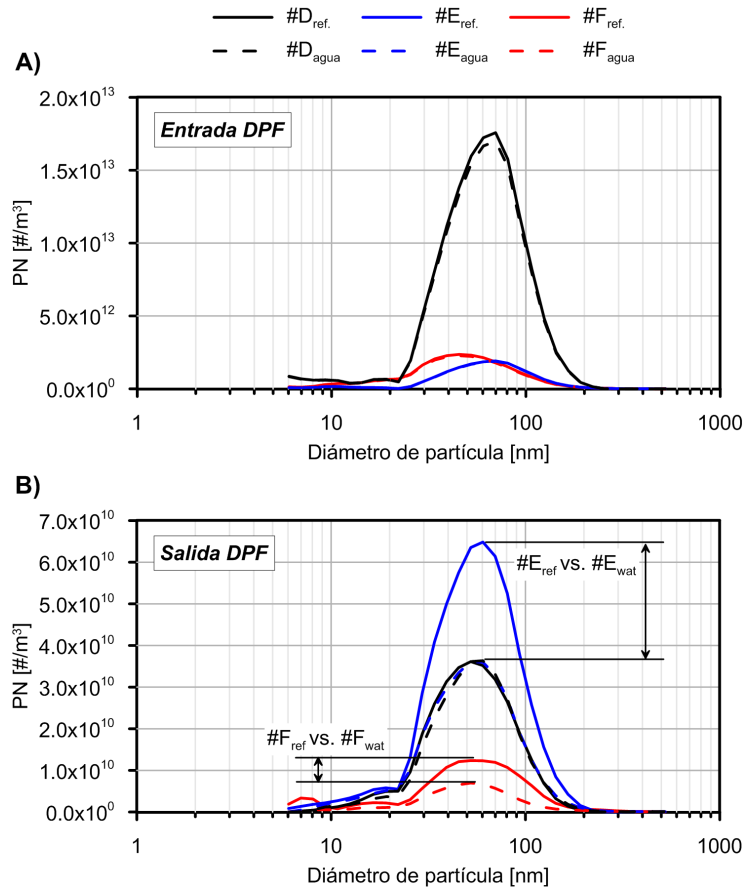


**Figura 6.21:** Perfil de la caída de presión y temperatura del gas en el DPF durante los modos de operación de alta carga.

tal y como era esperado. En análisis de este perfil de caída de presión también indicó un ligero incremento en ésta una vez que el transitorio termofluidodinámico había concluido en ambos casos (la temperatura de entrada al DPF permaneció estable a partir de los 150 segundos, tal y como se puede observar en al Figura 6.21.A2). En este sentido, la caída de presión en el DPF se fue incrementando a medida que lo hacía la acumulación de hollín en el interior, confirmando que si la regeneración está teniendo lugar (lo cual era algo esperado debido a que la temperatura tanto a la



entrada, como a la salida, están alrededor de los 400°C), la regeneración del hollín acumulado era mucho menor que el hollín filtrado en el DPF. Esto también se pudo comprobar con las PSDs medidas aguas-abajo del DPF al final del test realizado con el modo de operación #D, las cuales son similares en ambos casos, tal y como se puede comprobar en la Figura 6.22.B



**Figura 6.22:** Comparación de las distribuciones de tamaño de partículas evaluadas durante los ensayos con los modos de operación estacionarios de alta carga. A) PSD aguas-arriba del DPF. B) PSD aguas-abajo del DPF.

Tras el test realizado con el modo de operación #D, la válvula que da acceso a la línea de post-tratamiento fue cerrada (Figura 6.4.A) y la válvula de *by-pass* abierta, controlando la contrapresión generada por el modo de operación #E durante la estabilización del ensayo ya que no hubo trasiego de gas de escape a través del DPF durante este tiempo, permaneciendo el gas de escape en reposo a alta temperatura

dentro del monolito. Este proceso es similar a la estrategia de regeneración conocida como *drop-to-idle*, donde se reduce el régimen y carga del motor súbitamente hasta condiciones de ralentí. Como consecuencia de esta interrupción del flujo de gas de escape y de la alta temperatura en el DPF, era de esperar que la regeneración pasiva tuviera lugar.

El análisis de la caída de presión mostrado en la Figura 6.21.B1 para el modo de operación #E reveló que, una vez que la válvula de post-tratamiento fue abierta de nuevo (Figura 6.4.B), la pérdida de presión en el DPF era menor en el caso de referencia que en el de las previas inyecciones de agua. Puesto que la caída de presión era mayor en el caso de referencia al final del ensayo con el modo de operación #D, los resultados del gráfico B1 confirmaron que el ratio de regeneración pasiva fue mayor en el caso de referencia. La existencia del proceso de regeneración pasiva en ambos casos fue confirmado por los perfiles de temperatura mostrados en la Figura 6.21.B2 al inicio de la apertura de la válvula del post-tratamiento debido a que la temperatura del gas de escape a la salida del DPF fue mayor al inicio del test en ambos casos, por lo que la regeneración estuvo confirmada.

Puesto que los procesos de regeneración del DPF provocan un aumento de la concentración de partículas emitidas [273], el mayor ratio de regeneración pasiva en el caso de la referencia se vio confirmado mediante la medida de las PSDs aguas-abajo del DPF, mostrado en la Figura 6.22.B. La distribución de tamaño de partículas indicó una concentración de partículas mayor en el caso del test de referencia, mostrando un pico máximo de concentración de  $6.47 \cdot 10^{10} \text{ \#/m}^3$  en este caso frente a  $3.55 \cdot 10^{10} \text{ \#/m}^3$  en el caso de las previas aplicaciones de inyecciones de agua, lo que implicó un mayor ratio de regeneración. La razón para la disminución en la concentración de partículas estuvo, supuestamente, relacionada con la reestructuración de las partículas dentro de la pared porosa cuando se han realizado inyecciones de agua durante el proceso de carga del DPF, lo que provocó un incremento de la capacidad de recolección de este sustrato durante la regeneración y proporcionó un tiempo de residencia mayor del gas de escape para oxidar las partículas.

Volviendo al análisis de la pérdida de presión en el DPF, la Figura 6.21.B1 muestra que al final del ensayo para el modo de operación #E se obtuvo un incremento de la caída de presión. Del mismo que para el modo que para el modo de operación #D, este hecho confirmó que si la regeneración estaba teniendo lugar, el ratio de oxidación del hollín acumulado fue menor que el ratio de recolección de hollín sin diferencias apreciables entre ambos test. Finalmente, cuando el análisis se centró en el modo de operación #F, se observó un ratio de regeneración similar dentro del DPF durante la fase de estabilización ya que la temperatura de salida del gas de escape era mayor que a la entrada del DPF tal y como se confirma en la Figura 6.21.C2, del mismo modo que en el modo de operación #E. En este caso, el zoom en la Figura 6.21.C1 pone de manifiesto que la caída de presión en el caso del test de referencia es menor, otra vez, tras la apertura del by-pass.

Sin embargo, al final del ensayo, la pérdida de presión evaluada fue similar en ambos casos. Ya que la caída de presión descendió progresivamente, el ratio de oxidación del hollín fue mayor en el test realizado tras la aplicación de las inyecciones de agua (mayor descenso de la pérdida de presión en el mismo periodo de tiempo), siendo este hecho confirmado por la emisión de partículas obtenida a la salida del DPF en la Figura 6.22.B, donde se muestra un pico máximo de la PSD en torno a  $1.24 \cdot 10^{10} \text{ \#/m}^3$  en el caso de referencia frente a un pico máximo de  $6.96 \cdot 10^{10} \text{ \#/m}^3$  en el caso de las inyecciones de agua.

Por lo tanto, se puede concluir que en términos generales la regeneración pasiva no se ve afectada cuando se aplica la técnica de inyección de agua en el DPF. Sin embargo, cuando la acumulación de carga de hollín era muy elevada, el proceso de regeneración fue ligeramente menor en el caso de la referencia, aunque se recuperaron los mismos valores de caída de presión inicial en un transcurso de tiempo similar.

## 6.7. Conclusiones

El objetivo de este trabajo fue investigar la emisión de partículas y compuestos gaseosos relacionados con el uso de la técnica de inyección de agua en el DPF para limitar y controlar la caída de presión generada en dichos filtros con acumulación interna de hollín. El análisis se basó en la comparación durante un proceso de carga de hollín y en modos de operación estacionarios de carga parcial y alta carga.

El trabajo se centró, en primer lugar, en el análisis de la emisión de compuestos gaseosos y de partículas durante una inyección de agua. Tras esto se evaluó el funcionamiento global del DPF, en términos de eficiencia de filtrado, cuando se aplica o no dicha técnica. Para este propósito se evaluaron las distribuciones de tamaño de partículas tanto a la entrada, como a la salida del DPF durante el proceso de carga y en durante los modos de operación estacionarios. De este modo, las principales conclusiones obtenidas durante este estudio se resumen a continuación.

Durante cada proceso de inyección de agua, se comprobó que:

- La inyección de agua en el flujo de gas de escape provocó un efecto dilución en los compuestos gaseosos debido al incremento de la fracción volumétrica de agua en el flujo másico de escape. Cuando la fracción volumétrica de agua recuperó valores nominales, los valores de concentración de los compuestos contaminantes volvieron también a su estado inicial sin ninguna influencia de la técnica propuesta.
- Se detectó una emisión de hollín insignificante durante cada proceso de inyección ( $< 2 \text{ mg}$ ) comparado con los 9000 mg de masa de hollín acumulados dentro del DPF en el momento de realizar la primera inyección. Este hecho fue confirmado

a través de las medidas de la opacidad, FSN, y concentración de partículas aguas-abajo del DPF.

- La moda en la PSD a la salida del DPF se modificó durante el proceso de inyección de agua. Durante esta fase, la moda coincidió con la moda de la distribución de tamaños de partícula aguas-arriba del DPF, desplazándose de 52.3 nm a 69.8 nm.

Analizando la respuesta global del DPF al aplicar la técnica de inyección de agua de manera continuada durante un proceso de carga del DPF, se puede concluir que:

- Se puede controlar la emisión de partículas aguas-arriba del DPF debido a que la aplicación continuada de las inyecciones permitió mantener constante el modo de operación del motor (modo de emisión) independientemente del nivel de hollín acumulado en el DPF.
- Tanto la eficiencia global de filtrado, como la eficiencia específica en función del diámetro de partícula durante el test de carga no se vio afectada, mostrando siempre valores por encima del 99 %.

Durante el ensayo de los modos de operación de carga parcial se constató, también, que la eficiencia de filtrado se mantuvo por encima del 99 % en ambos casos, pudiendo concluir que la aplicación de esta técnica no tiene efecto significativo sobre la eficiencia de filtrado del DPF

Los resultados obtenidos concernientes al proceso de regeneración pasiva evaluado durante el proceso de carga, revelaron que el cambio en la distribución del hollín producida por las inyecciones de agua solo afectó al funcionamiento del DPF en términos de reducción de la contrapresión generada. Por un lado, este resultado evidenció que no se producen cambios en las propiedades de las partículas acumuladas relacionadas con la posible influencia sobre el ratio de oxidación de éstas y, por otro, que la hipótesis planteada sobre el arrastre de partículas hasta el fondo de los canales del DPF o la mayor penetración de las partículas sobre el sustrato poroso no tiene influencia sobre el proceso de regeneración.

Por último, relacionado con el proceso de regeneración pasiva llevado a cabo a través de modos de operación de alta carga tras el proceso de carga del DPF se concluyó que el tiempo de regeneración necesario para volver a condiciones limpias de DPF fue similar en ambos casos (con y sin inyecciones de agua). Del mismo modo, se constató una disminución de la concentración de partículas emitidas durante estos ensayos en el caso de previa aplicación de inyecciones de agua.

## Bibliografía del Capítulo 6

- [19] J. M. Desantes, F. Payri, P. Piqueras y J. R. Serrano. *Sistema de filtro de partículas para motor y metodo de reducción de pérdida de presión de dicho filtro*. Patent application ES2408243B1. Oficina Española de Patentes y Marcas. Abril 2014 (vid. págs. 6, 11, 158).
- [186] HORIBA MEXA 6000 F-TIR. *FTIR Engine Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual*. (Vid. págs. 67, 122, 159).
- [188] AVL 439 Opacimeter. AVL LIST GmbH. Graz. *User Manual*. (Vid. págs. 70, 90, 159).
- [193] TSI. Model EEPS-3090. *Engine Exhaust Particle Sizer Spectrometer. Operation and Service Manual*. (Vid. págs. 72, 90, 122, 159, 196).
- [202] IAG. Model MSJ02-HL heated gas junction with heated line controllers. *Operating Manual* (vid. págs. 74, 122, 159, 195).
- [247] K. Tsuneyoshi y K. Yamamoto. “A study on the cell structure and the performances of wall-flow diesel particulate filter”. *Energy* 48(1) (2012), págs. 492-499 (vid. págs. 119, 157).
- [250] J. R. Serrano, F. J. Arnau, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Packed bed of spherical particles approach for pressure drop prediction in wall-flow DPFs (diesel particulate filters) under soot loading conditions”. *Energy* 58(0) (2013), págs. 644-654 (vid. págs. 119, 157, 158, 172, 176).
- [256] M. Lapuerta, J. Rodríguez-Fernandez y F. Oliva. “Effects of soot accumulation in a diesel particle filter on the combustion process and gaseous emission”. *Energy* 47 (2012), págs. 543-552 (vid. págs. 120, 174).
- [273] C. Beatrice, S. Di Iorio, C. Guido y P. Napolitano. “Detailed characterization of particulate emissions of an automotive catalyzed DPF using actual regeneration strategies”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 39(0) (2012), págs. 45-53 (vid. págs. 136, 147, 157, 184).
- [275] P. Tandon, A. Heibel, J. Whitmore, N. Kekre y K. Chithapragada. “Measurement and prediction of filtration efficiency evolution of soot loaded diesel particulate filters”. *Chemical Engineering Science* 65 (16) (2010), págs. 4751-4760 (vid. págs. 137, 157, 176, 177).
- [284] K. Yamamoto, S. Oohori, S. Yamashita y S. Daido. “Simulation on soot deposition and combustion in diesel particulate filter”. *Proceedings of the Combustion Institute* 32 (2009), págs. 1965-1972 (vid. pág. 157).
- [285] V. Bermúdez, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. Garcia-Afonso. “Analysis of heavy-duty turbocharged diesel engine response under cold transient operation with a pre-turbo aftertreatment exhaust manifold configuration”. *International Journal of Engine Research* 14(4) (2013), págs. 341-53 (vid. pág. 157).
- [286] J. Li y R. Mital. “Effect of DPF Design Parameters on Fuel Economy and Thermal Durability”. *SAE Technical Paper* 2012-01-0847 (2012) (vid. pág. 157).

- [287] A. J. Torregrosa, J. R. Serrano, F. J. Arnau y P. Piqueras. “A fluid dynamic model for unsteady compressible flow in wall-flow diesel particulate filters”. *Energy* 36(1) (2011), págs. 671-684 (vid. pág. 157).
- [288] F. Payri, A. Broatch, J. R. Serrano y Piqueras. “Experimental-theoretical methodology for determination of inertial pressure drop distribution and pore structure properties in wall-flow diesel particulate filters (DPFs)”. *Energy* 36(12) (2011), págs. 6731-6744 (vid. pág. 157).
- [289] S. Noguchi, Y. Sogawa, H. Kawaguchi y N. Hono. “A quantitative study of fuel efficiency of diesel vehicles with diesel particulate filters in repeated test cycles”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1704 (2012) (vid. pág. 157).
- [290] P. Tournonias y G. C. Koltsakis. “Model-based comparative study of Euro 6 diesel aftertreatment concepts focusing on fuel consumption”. *International Journal of Engine Research* 12 (2011), págs. 238-51 (vid. pág. 158).
- [291] V. Bermúdez, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Pre-DPF water injection technique for pressure drop control in loaded wall-flow diesel particulate filters”. *Applied Energy* 140(0) (2015), págs. 234-245 (vid. págs. 158-160).
- [292] G. Gaiser y P. Mucha. “Prediction of pressure drop in diesel particulate filters considering ash deposit and partial regeneration”. *SAE Technical Paper* 2004-01-0158 (2004) (vid. pág. 158).
- [293] A. Sappok y V. Wong. “Ash effects on diesel particulate filter pressure drop sensitivity to soot and implications for regeneration frequency and DPF control”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 3 (2010), págs. 380-96 (vid. pág. 158).
- [294] Y. Wang, V. Wong, A. Sappok y S. Munnis. “The sensitivity of DPF performance to the spatial distribution of ash inside DPF inlet channels”. *SAE Technical Paper* 2013-01-1584 (2013) (vid. pág. 158).
- [295] A. Dittler. “Ash transport in diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1732 (2012) (vid. pág. 158).
- [296] R. M. Bethea. *Air pollution control Technology*. New York: Van Nostrand Reinhold, 1978 (vid. pág. 158).
- [297] K. T. Semrau. “Practical process design of particulate scrubbers”. *Chemical Engineering* 84 (1977), págs. 87-91 (vid. pág. 158).
- [298] M. Jeguerim, V. Tschamber, J. F. Brillhac y P. Ehrburges. “Oxidation mechanism of carbon black by NO<sub>2</sub>: effect of water vapour”. *Fuel* 84 (2005), págs. 1949-56 (vid. págs. 169, 180).
- [299] U. Kirchner, V. Scheer y R. Vogt. “FTIR Spectroscopic investigation of the mechanism and kinetics of the heterogeneous reactions of NO<sub>2</sub> and HNO<sub>3</sub> with soot”. *The Journal of Physical Chemistry A* 104 (2000), págs. 8908-15 (vid. pág. 169).

- [300] J. O. Uchisawa, A. Obuchi, A. Ogata, R. Enomoto y S. Kushiya. “Effect of feed gas composition on the rate of carbon oxidation with Pt/SiO<sub>2</sub> and the oxidation mechanism.” *Applied Catalysis B: Environmental* 21(1) (1999), págs. 9-17 (vid. pág. 169).
- [301] D. Fino y V. Specchia. “Open issues in oxidative catalysis for diesel particulate abatement”. *Powder Technology* 180 (2008), págs. 64-73 (vid. pág. 176).
- [302] A. Podgórski, A. Bałazy y L. Gradon. “Application of nanofibers to improve the filtration efficiency of the most penetrating aerosol particles in fibrous filters”. *Chemical Engineering Science* 60(20) (2006), págs. 6804-6815 (vid. pág. 176).
- [303] M. Schejbal, J. Stepanek, M. Marek, P. Koci y M. Kubicek. “Modelling of soot oxidation by NO<sub>2</sub> in various types of diesel particulate filters”. *Fuel* 89(9) (2010), págs. 2365-2375 (vid. pág. 180).





## Capítulo 7

# Influencia del sistema LP-EGR en las emisiones de un MEP-Di

### Índice

---

7.1.	Introducción . . . . .	<b>193</b>
7.1.1.	Objetivo . . . . .	195
7.2.	Metodología experimental . . . . .	<b>195</b>
7.2.1.	Plan de ensayos . . . . .	196
7.2.1.1.	Metodología de ensayo para los modos de operación estacionarios . . . . .	199
7.3.	Análisis de las emisiones contaminantes durante los modos de operación estacionarios . . . . .	<b>200</b>
7.3.1.	Funcionamiento del motor . . . . .	200
7.3.2.	Emisión de compuestos gaseosos . . . . .	203
7.3.2.1.	Hidrocarburos totales sin quemar . . . . .	203
7.3.2.2.	Monóxido de carbono . . . . .	204
7.3.2.3.	Óxidos de nitrógeno . . . . .	205
7.3.3.	Evaluación de la eficiencia del sistema de post-tratamiento	207
7.3.4.	Emisión de hollín . . . . .	209
7.3.5.	Emisión numérica de partículas . . . . .	212
7.4.	Análisis de las emisiones contaminantes durante el ciclo de homologación NEDC . . . . .	<b>215</b>
7.4.1.	Funcionamiento del motor . . . . .	215
7.4.2.	Emisión de compuestos gaseosos . . . . .	217

### *Índice del Capítulo 7*

---

7.4.2.1.	Hidrocarburos totales sin quemar . . . . .	217
7.4.2.2.	Monóxido de carbono . . . . .	219
7.4.2.3.	Óxidos de nitrógeno . . . . .	220
7.4.3.	Emisión de hollín . . . . .	222
7.4.4.	Emisión numérica de partículas . . . . .	223
7.5.	Conclusiones . . . . .	<b>226</b>
	Bibliografía del Capítulo . . . . .	<b>234</b>

---

## 7.1. Introducción

Actualmente, debido al creciente aumento de la conciencia social por reducir el consumo de combustibles fósiles y mejorar las emisiones de CO<sub>2</sub>, los motores MEP-Di turboalimentados están sustituyendo a los tradicionales en los que el combustible se inyecta en el colector de admisión (PFI<sup>1</sup>) [84, 304].

Normalmente, los motores MEP-Di turboalimentados pueden ser operados en dos modos de combustión diferentes: carga homogénea o carga estratificada [90]. Por un lado, en combustión estratificada, el combustible se inyecta durante la carrera de compresión generando un dosado pobre dentro de la cámara de combustión, pero muy rico en las inmediaciones de la bujía. Esto produce una reducción del consumo de combustible en condiciones de ralentí y baja carga, además de permitir la operación del motor con la mariposa de regulación de aire totalmente abierta, lo que reduce las pérdidas por bombeo. Por otro lado, en el modo de operación del motor con carga homogénea, se genera un dosado uniforme y cercano a la unidad dentro del cilindro, ya que la inyección de combustible (SOI<sup>2</sup>) se realiza durante la carrera de admisión, permitiendo tener un tiempo suficiente para mezclar todo el combustible con el aire. Este modo de combustión es utilizado para media y alta carga [305].

La reducción de consumo de combustible con estos dos modos de combustión se consigue gracias a las mejoras llevadas a cabo en los procesos de atomización y vaporización del combustible, a través de los sistemas Di de alta presión (hasta 200 bares) [81]. Estos avances han producido que estos motores estén haciéndose altamente populares en el mercado de vehículos ligeros debido al aumento de la potencia específica y al descenso del combustible consumido logrado (*downsizing*) [78]. Sin embargo, la reducción del tiempo necesario para preparar la mezcla de aire y combustible antes del proceso de ignición, y la deposición de cierta cantidad de combustible sobre las paredes del pistón durante el proceso de inyección, producen un aumento en las partículas emitidas por este tipo de motores [41, 85]. En este sentido, diversos estudios han mostrado la conexión de las partículas emitidas por los MCIAs con los problemas toxicológicos y epidemiológicos [15, 306], por lo que recientemente la UE ha incluido en la legislación vigente, límite de número de partículas que puede ser emitido por los motores MEP-Di turboalimentados [279].

Los motores MEP-Di presentan, además, ciertos problemas debidos a la alta potencia específica que consiguen desarrollar, lo que implica unas temperaturas de combustión muy elevadas y un alto riesgo de combustión detonante o *knocking* [307]. Este fenómeno ocurre cuando cierta porción de la carga del cilindro no es quemada por medio del frente de llama turbulento que avanza, sino que el ratio de reacción de la mezcla de aire y combustible alcanza niveles donde la autoignición de dicha mezcla ocurre de manera espontánea [308], por lo que es fundamental un apropiado control

---

<sup>1</sup>Del inglés *Port Fuel Injection*

<sup>2</sup>Del inglés *Start of injection*

de este fenómeno. Además, las altas temperaturas de combustión favorecen un aumento de la formación de NOx [309], poniendo de manifiesto la necesidad de utilizar sistemas que permitan reducirlos.

Como solución para la reducción de las altas temperaturas de combustión y del riesgo de *knocking*, se han ido adoptando diversas estrategias, tales como: disminuir la relación de compresión [310, 311], inyectar combustible en exceso en la cámara de combustión en condiciones de alta carga para aumentar el dosado de la mezcla (enriquecimiento) [312], o la incorporación de sistemas de EGR [95].

Actualmente, la estrategia extendida y generalmente adoptada en la industria de la automoción es el uso de enriquecimiento para la reducción de la temperatura de combustión [313], lo que produce un aumento drástico del CO y HC emitidos cuando se aplica esta estrategia. Otra desventaja de la aplicación de esta estrategia es el mal funcionamiento del TWC, sistema de post-tratamiento de gases de escape comúnmente usado en los motores MEP. En este sentido, los TWCs solo pueden ser operados bajo condiciones estequiométricas de la mezcla AF ( $\lambda=1$ ) para que puedan ocurrir las reacciones de abatimiento de los compuestos contaminantes gaseosos.

Sin embargo, actualmente, el interés de la comunidad científica se está centrando en el uso de sistemas de EGR como solución a las altas temperaturas de combustión y al riesgo de *knocking* en los motores MEP-Di turboalimentados [86, 87, 314, 315], lo que también está ayudando a reducir el consumo de combustible [316] y los NOx emitidos [317]. La estrategia del EGR, la cual está comúnmente usada y extendida en la amplia mayoría de motores MEC [240], está empezando a ser investigada en motores MEP junto a otras estrategias [83]. Además, relacionado con el problema de mal funcionamiento que presentan los TWCs, el uso de EGR como gas diluyente puede permitir el uso de una mezcla AF estequiométrica, lo que se traduciría en una alta eficiencia de conversión de los contaminantes gaseosos en dicho dispositivo.

Por contra, una gran desventaja que presenta la inclusión de los sistemas EGR en los motores MEP-Di turboalimentados es la degradación que se produce en el proceso de combustión, arrojando una reducción del par y potencia entregado en el eje de salida del motor. Centrándose en las diferencias existentes entre el EGR frío o el EGR caliente, diversos autores han mostrado que el EGR refrigerado posee mayores beneficios [318], ya que permite incrementar el rendimiento volumétrico a través del aumento de la densidad de la carga fresca admitida, mejorando la emisión de NOx aunque empeorando la emisión de HC y la dispersión cíclica de los procesos de combustión [319].

En la literatura relacionada con la investigación llevada a cabo con sistemas EGR en los motores MEP-Di turboalimentados, la mayoría de autores se han centrado en la medida y análisis de la emisión de partículas y compuestos gaseosos contaminantes en motores PFI aplicando diferentes ratios de EGR [307, 320, 321, 322]. Otros estudios realizados con motores MEP-Di turboalimentados se han centrado en el análisis de

las prestaciones del motor cuando se aplica EGR dejando a un lado la medida de partículas y emisiones gaseosas [312, 314, 315, 316, 323, 324], o centrándose en la medida de partículas pero incluyendo diferentes mezclas de combustible [85, 325, 321, 326]. De este modo, la necesidad de analizar y estudiar el comportamiento completo de las emisiones contaminantes cuando se realizan diferentes ratios de EGR en un motor MEP-Di turboalimentado está incrementándose debido a los nuevos estándares de homologación de emisiones contaminantes.

### 7.1.1. Objetivo

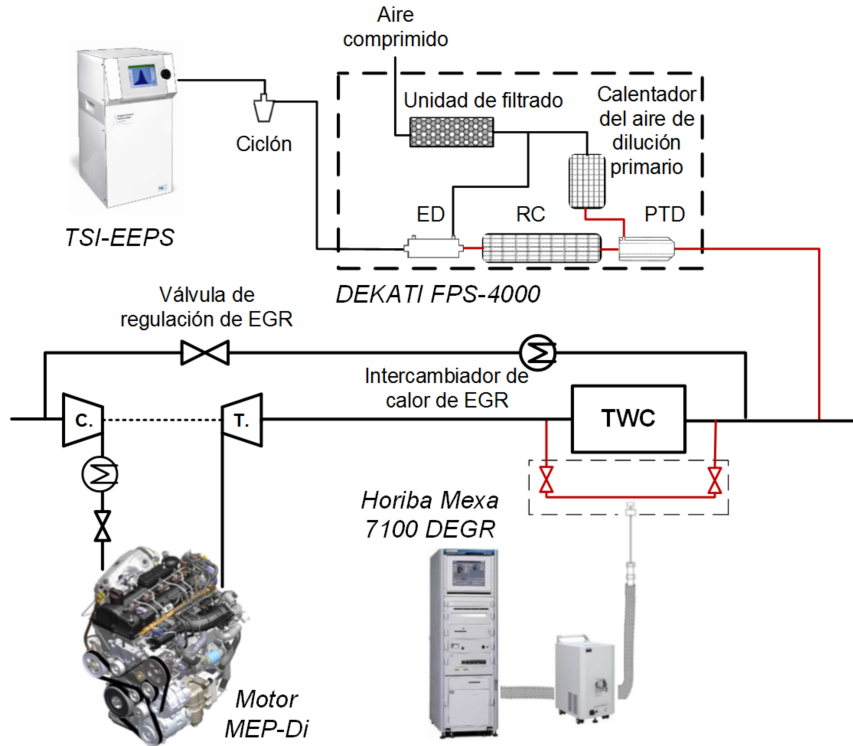
En este trabajo, el estudio está focalizado en el análisis de las emisiones contaminantes producidas por un motor MEP-Di turboalimentado (compuestos gaseosos regulados, hollín, PN y PSDs), así como el análisis de la eficiencia de conversión del sistema de post-tratamiento cuando se incorpora un sistema de LP-EGR refrigerado. Para esta propuesta, se consideraron diferentes ratios de EGR con diferentes modos de operación estacionarios de media y alta carga a diferente régimen de giro. Además, también se realizaron ciclos dinámicos de homologación para vehículos ligeros NEDC considerando diferentes estrategias de ratios de EGR.

## 7.2. Metodología experimental

Para el desarrollo de este trabajo se empleó el motor MEP-Di descrito en el Capítulo 3, donde todas las características de éste están recogidas en la Tabla 3.3 y el combustible utilizado detallado en la Tabla 3.5.

La línea de LP-EGR incluida en el motor fue añadida explícitamente para este estudio debido a que el motor no disponía de esta tecnología. El gas de escape era extraído a la salida del TWC y recirculado hacia la entrada del turbogruppo, proporcionando de este modo, una mezcla homogénea de aire fresco y gas de escape recirculado en el colector de admisión [324, 75]. El sistema de EGR incorporado estuvo integrado por un intercambiador de calor gas-agua para poder controlar la temperatura del gas de EGR, seguido de una válvula de regulación para el control del flujo de gas recirculado.

En la Figura 7.1 se presenta el esquema de la instalación experimental empleada para este estudio, así como los equipos de medida utilizados. Para llevar a cabo este trabajo se utilizaron diversos equipos para la medida de emisiones contaminantes, los cuales han sido descritos en el Capítulo 3. Por un lado, las emisiones de compuestos gaseosos regulados fueron medidas mediante el analizador múltiple *HORIBA MEXA 7100-DEGR* [185] conectado a un selector de línea *IAG MSJ02-HL* [202] para poder evaluar, de este modo, la eficiencia del TWC durante los modos de operación estacio-



**Figura 7.1:** Instalación experimental para la evaluación de la influencia del uso de un sistema LP-EGR sobre las emisiones contaminantes de un motor MEP-Di.

narios. Por otro lado, para la medida de la concentración numérica de partículas se utilizó el espectrómetro *TSI-EEPS3090* [193] conectado en serie con el minitunel de dilución *DEKATI FPS-4000* [192]; y empleando la correlación obtenida en el apartado 4.4.2.1 para el cálculo de la emisión de hollín.

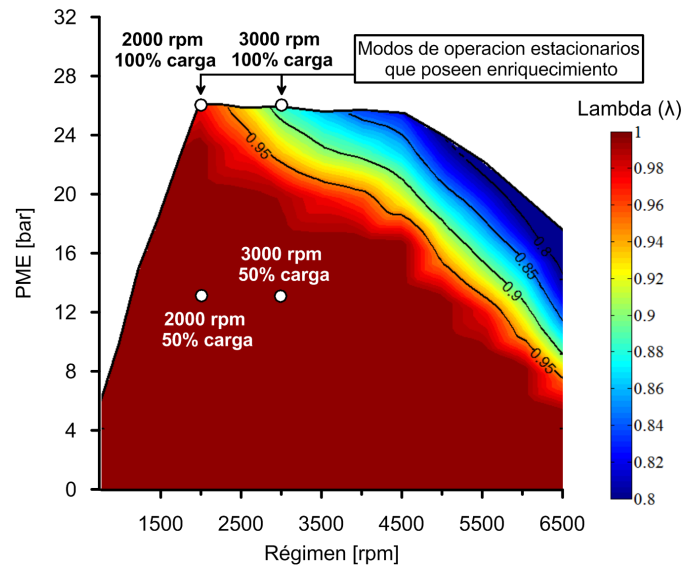
### 7.2.1. Plan de ensayos

Puesto que el objetivo de este trabajo fue evaluar el efecto de la recirculación de gases de escape en un motor MEP-Di sobre las emisiones producidas, el plan de ensayos diseñado se extendió tanto a modos de operación estacionarios, como a la realización de ciclos dinámicos. Para poder realizar modificaciones en el punto de encendido de la bujía, posición de la válvula de admisión, etc, la ECU de control del motor estaba parcialmente abierta, permitiendo ciertas modificaciones en los parámetros de funcionamiento.

La metodología de análisis de los resultados se ha basado en la comparación entre los ensayos realizados con los parámetros originales en la calibración de motor y sin EGR (tomado como referencia), frente a la repetición de los mismos ensayos cuando se incluyen diferentes tasas de EGR.

#### ■ Modos de operación estacionarios

Con la intención de realizar un detallado análisis de las emisiones de compuestos contaminantes en el rango de funcionamiento del motor, se seleccionaron cuatro modos de operación estacionarios. Dos de estos modos de operación fueron seleccionados de acuerdo al mapa de enriquecimiento ( $\lambda < 1$ ) que poseía la calibración original del motor, tal y como muestra la Figura 7.2.



**Figura 7.2:** Modos de operación estacionarios seleccionados según el mapa de enriquecimiento ( $\lambda < 1$ ) del motor MEP-Di utilizado.

Los ratios de tasa de EGR realizados variaron desde un 5 % hasta un 15 %, en intervalos del 5 %, en todos los modos de operación estudiados, exceptuando a 3000 rpm y plena carga, donde solo fue posible realizar tasas del 5 y 10 % del EGR debido al fuerte deterioro del proceso de combustión con una tasa del 15 %. En la Tabla 7.1 se detallan los diferentes parámetros de los modos de operación estacionarios seleccionados.

De acuerdo a diferentes estudios y autores [305, 317, 327], cabe destacar que los modos de operación seleccionados estuvieron comprendidos en un rango de media y plena carga, por lo que la estrategia de combustión adoptada fue la carga homogénea mediante un inicio del proceso de inyección de combustible

**Tabla 7.1:** Parámetros principales de los modos de operación estacionarios seleccionados para el estudio de la influencia de la estrategia de EGR de baja presión en el motor MEP-Di.

Modo	Régimen	Par	EGR	Punto de encendido	SOI
	[rpm]	[N.m]	[ %]	[°APMS]	[°APMS]
A50 <sub>ref</sub>	2000	165	0	17.1	279.5
A50 <sub>5 %EGR</sub>	2000	165	5	20.25	279.5
A50 <sub>10 %EGR</sub>	2000	166	10	25.5	279.5
A50 <sub>15 %EGR</sub>	2000	167	15	30	279.5
A100 <sub>ref</sub>	2000	279	0	5.25	299.5
A100 <sub>5 %EGR</sub>	2000	289	5	8.85	299.5
A100 <sub>10 %EGR</sub>	2000	282	10	13.25	299.5
A100 <sub>15 %EGR</sub>	2000	282	15	17.25	299.5
B50 <sub>ref</sub>	3000	159	0	21	290.25
B50 <sub>5 %EGR</sub>	3000	162	5	22.5	290.25
B50 <sub>10 %EGR</sub>	3000	164	10	29.5	290.25
B50 <sub>15 %EGR</sub>	3000	165	15	36	290.25
B100 <sub>ref</sub>	3000	290	0	13.5	310.25
B100 <sub>5 %EGR</sub>	3000	292	5	18	310.25
B100 <sub>10 %EGR</sub>	3000	288	10	22.5	310.25

muy avanzado durante la carrera de admisión. Esta estrategia es similar a la adoptada en los motores MEP-PFI de arquitectura tradicional, con la diferencia que el incluir EGR en ese tipo de arquitectura no presenta beneficios a alta carga y alto régimen debido a que el rendimiento volumétrico del motor se ve reducido. Por contra, en los motores con arquitectura turboalimentada es posible realizar EGR en estos modos de operación para suprimir el enriquecimiento de la mezcla de aire y combustible para limitar la temperatura del gas de escape a la entrada de la turbina. En esta situación, es posible añadir EGR sin la reducción de la masa de aire trasegada por el motor ya que la válvula de *wastegate*<sup>3</sup> puede ser operada para alcanzar dichos niveles de aire.

#### ■ Modo de operación dinámico

La segunda parte de este trabajo se centró en la evaluación de las emisiones contaminantes en régimen dinámico, para lo cual se empleó el ciclo de homologación para vehículos ligeros NEDC. Estos ensayos se realizaron en condiciones calientes, eliminando la influencia que los transitorios térmicos que se producen cuando el ciclo es realizado en condiciones de motor “frío”.

Las estrategias adoptadas a la hora de comparar resultados, fueron las siguientes:

- Realización del ciclo NEDC en condiciones calientes con las estrategias originales implementadas en la ECU del propio motor y la válvula de EGR totalmente cerrada.

<sup>3</sup>Terminología inglesa utilizada para referirse a la válvula de alivio de sobrepresión en la turbina

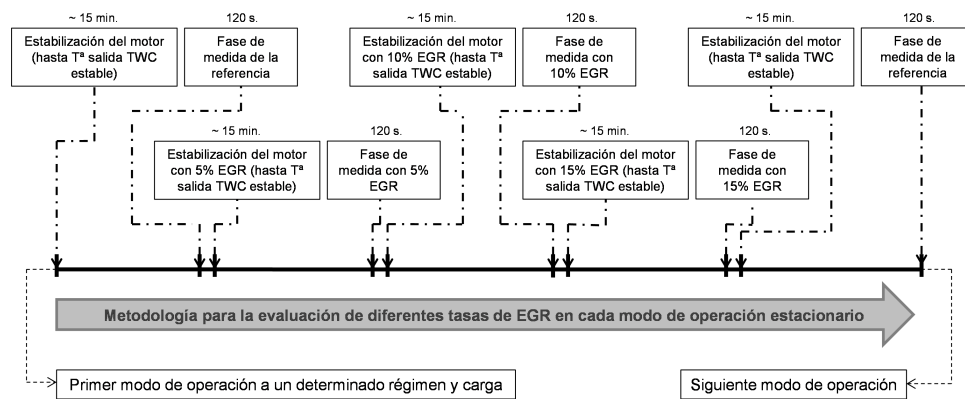


- Realización del ciclo NEDC en condiciones calientes con las estrategias originales implementadas en la ECU del propio motor incluyendo una posición de apertura fija del 25 % en la válvula que regula el flujo de EGR durante todo el NEDC.
- Realización del ciclo NEDC en condiciones calientes con las estrategias originales implementadas en la ECU del propio motor incluyendo una posición de apertura fija del 25 % en la válvula que regula el flujo de EGR durante la fase EUDC del NEDC.

Del mismo modo que se ha explicado en Capítulo 5, para la realización de los ciclos en condiciones calientes, se llevó a cabo un ensayo de acondicionamiento térmico del motor previamente a la realización de los ciclos NEDC. El procedimiento fue realizado haciendo funcionar el motor en un modo de operación estacionario de carga parcial de 1500 rpm y 25 % de carga ( $\approx 70$  N.m), y estableciendo como criterio para determinar la estabilización térmica la medida de la temperatura del gas de escape a la salida del TWC, asegurándose que, de este modo, todos los ensayos fueron realizados bajo las mismas condiciones térmicas.

#### 7.2.1.1. Metodología de ensayo para los modos de operación estacionarios

Para evaluar las diferentes tasas de EGR realizadas para cada régimen y carga, se siguió la metodología mostrada en la Figura 7.3, con la secuencia de ensayos que se detalla a continuación.



**Figura 7.3:** Metodología empleada para evaluar las diferentes tasas de EGR en cada modo de operación estacionario.

1. El motor fue operado en el modo de referencia (régimen y par). El tiempo transcurrido hasta el registro de las medidas fue determinado por la variación

de la temperatura de salida del TWC. En este sentido, cuando esta temperatura se mantuvo estable, se registraron las medidas durante dos minutos.

2. Cuando se introdujo la primera tasa de EGR en el motor, se produjo un deterioro del proceso de combustión, y en consecuencia el aire fresco trasegado por el motor se vio disminuido. De este modo, fue necesario corregir la masa de aire trasegado incrementando la posición de apertura de la válvula de mariposa que regula el aire de admisión, llegando a valores como en el caso de referencia. Una vez la masa de aire fresco alcanzó valores de referencia, el nuevo valor del punto de encendido de la bujía fue modificado, adelantándolo hasta conseguir los mismos valores de par generado que en la referencia [75]. El motor fue operado hasta que la temperatura de salida del TWC se mantuvo constante, momento en el que se realizaron el registro de las medidas durante dos minutos.
3. Este proceso se repitió para cada tasa de EGR.
4. Una vez medida la última tasa de EGR, se cambió el modo de operación del motor a las condiciones de referencia, volviendo a realizar una segunda medida.

### 7.3. Análisis de las emisiones contaminantes durante los modos de operación estacionarios

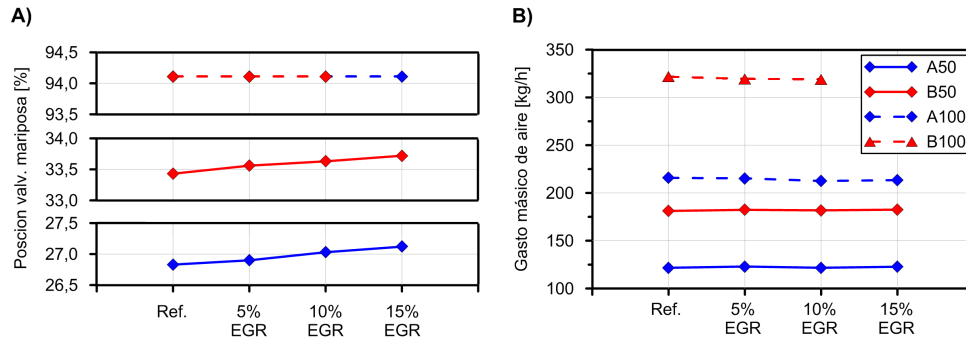
El análisis de los resultados referentes a los modos de operación estacionarios se ha dividido en tres partes: análisis del funcionamiento del motor, estudio de las emisiones gaseosas y eficiencia del sistema de post-tratamiento, y análisis de la emisión de partículas (hollín y PN).

#### 7.3.1. Funcionamiento del motor

Aunque el propósito de este estudio no fue evaluar el uso de diferentes tasas de EGR en términos de comportamiento del motor, algunos parámetros tales como el punto de encendido de la bujía, el flujo de aire fresco trasegado por el motor, el par entregado, la relación AF, o la temperatura de escape, fueron controlados para poder realizar un análisis fiable de los compuestos contaminantes.

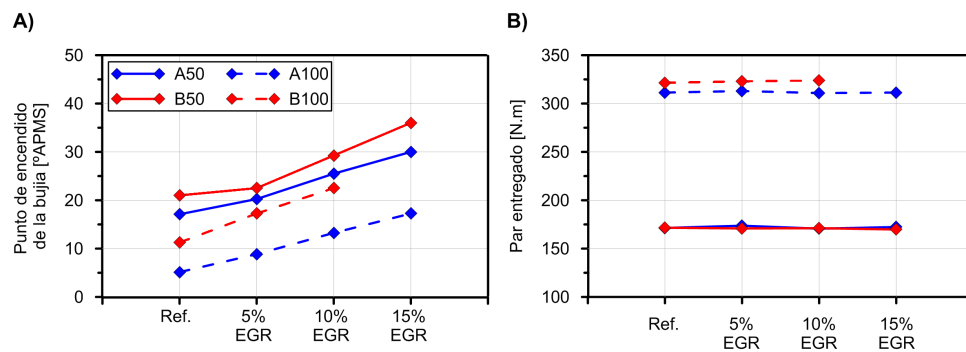
En primer lugar, para cada modo de operación ensayado, la posición de la mariposa de regulación de la cantidad de aire que entra al motor fue ajustándose a medida que se incrementaba la tasa de EGR introducida (Figura 7.4.A) para poder mantener la masa de aire fresco en el colector de admisión a niveles similares al punto de referencia, tal y como puede observarse en la Figura 7.4.B. En este sentido, la modificación de estos parámetros es debida al hecho de que la mera introducción de EGR produce

un fuerte deterioro en el proceso de combustión, reduciendo consecuentemente el par generado. El incremento de la posición de apertura de la válvula de admisión muestra ciertas ventajas, ya que esto permite reducir las pérdidas mecánicas generadas por el trabajo de bombeo, y consecuentemente un incremento en el rendimiento mecánico del motor a media carga [322].



**Figura 7.4:** A) Posición de la válvula de regulación de aire y B) gasto másico de aire fresco trasegado por el motor para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

En el caso de los modos A100 y B100, la posición de la mariposa de regulación alcanzó la máxima apertura en el modo de referencia debido a que son condiciones de plena carga, por lo que la cantidad de aire necesaria para llegar a las mismas condiciones que en la referencia, en el caso de introducir diferentes tasas de EGR, se consiguió realizando un *by-pass* a la válvula *wastegate* de la turbina. En este sentido, cerrando dicho *wastegate* se consiguió un aumento de la masa de aire trasegado.

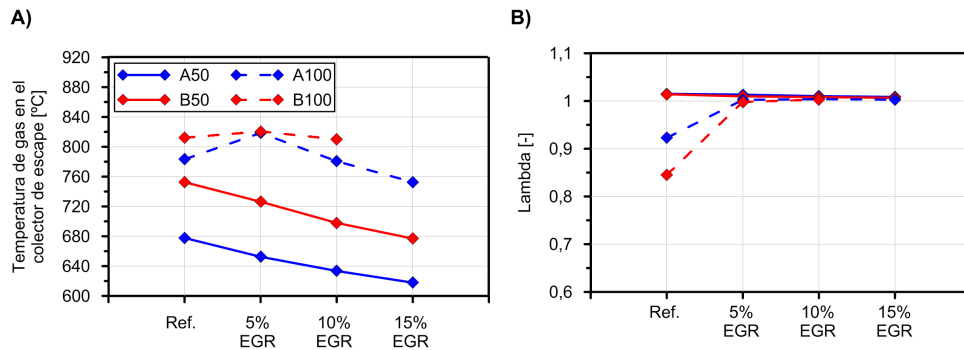


**Figura 7.5:** A) Momento de encendido de la bujía y B) par generado por el motor para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

Tal y como se ha comentado, la adición de EGR causa un efecto dilución en la carga entrante al motor [325], por lo que fue necesario modificar el punto de encendido

de la bujía (Figura 7.5.A) con la intención de mantener, de este modo, una combustión más centrada. Diversos autores han explorado este efecto concluyendo que el punto de encendido debe ser adelantado cuando se adiciona el EGR para poder generar una combustión más estable y aumentar el par entregado [323, 326], tal y como puede observarse, también, en la Figura 7.5.B.

La mezcla de EGR y aire fresco genera una mezcla de gases menos reactiva dentro de la cámara de combustión, por lo que dicho proceso es menos violento, reduciendo el pico máximo de presión en cámara [323, 324]. Así pues, la reducción en las presiones máximas alcanzadas arrojaron una reducción en la temperatura de combustión, por lo que la transferencia de calor hacia las paredes del cilindro se vio reducida, permitiendo un proceso de combustión más adiabático [325]. Éste es un fenómeno muy ventajoso ya que una reducción en la temperatura de combustión permite reducir el riesgo de *knocking*. En un trabajo paralelo al presentado aquí, se utilizó la herramienta *CALMEC* [328, 329] para el diagnóstico de la combustión durante los modos de operación aquí empleados, arrojando resultados de una fuerte reducción de las temperaturas alcanzadas en el interior de los cilindro [75]. Así pues, dicha reducción en la temperatura de combustión fue comprobada, en este estudio, mediante la reducción de la temperatura medida en el colector de escape a medida que se incrementó la tasa de EGR, tal y como se muestra en la Figura 7.6.A.

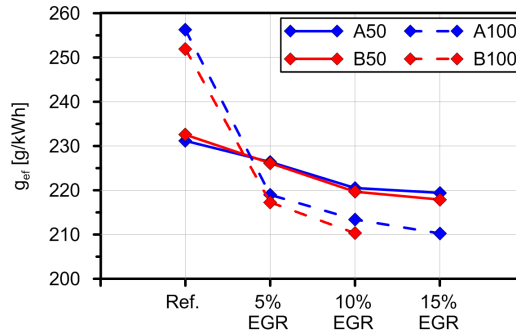


**Figura 7.6:** A) Temperatura del gas en el colector de escape y B)  $\lambda$  para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

En el caso de los puntos de media carga, la temperatura de escape descendió progresivamente a medida que se incrementó la tasa de EGR en ambos regímenes, proporcionando reducciones del 10 % en dicha temperatura. Sin embargo, en los modos de operación de alta carga (A100 y B100), la introducción del 5 % de EGR produjo un incremento de la temperatura de escape. En estos casos, el motor tenía implementada una estrategia de enriquecimiento ( $\lambda < 1$ ) de la mezcla de aire y combustible para reducir el riesgo de *knocking*, por lo que la introducción de EGR permitió la supresión de dicho enriquecimiento y, consecuentemente, un aumento de la temperatura de escape, tal y como se muestra en la Figura 7.6.B. Para el caso del 10 % de EGR

en ambos regímenes, la reducción en la temperatura de combustión alcanzó valores iguales a los de referencia, con la ventaja de eliminar el enriquecimiento de la mezcla y el consiguiente ahorro de combustible.

Por último, y centrándose en el potencial beneficio que puede tener la inclusión de EGR en un motor MEP-Di sobre el consumo específico de combustible ( $g_{ef}$ ), la Figura 7.7 muestra una reducción progresiva de éste para los modos de operación de media carga (A50 y B50) gracias a la reducción conseguida en las pérdidas por bombeo y la transferencia de calor a las paredes del cilindro. Para los modos de operación de plena carga (A100 y B100), la reducción observada en el  $g_{ef}$  es drástica cuando se introdujo el 5 % de EGR debido al cambio de estrategia de formación de la mezcla a  $\lambda=1$  (supresión del enriquecimiento), y continuando con una reducción progresiva del  $g_{ef}$  a medida que se fue incrementando la tasa de EGR.



**Figura 7.7:** Consumo específico de combustible para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

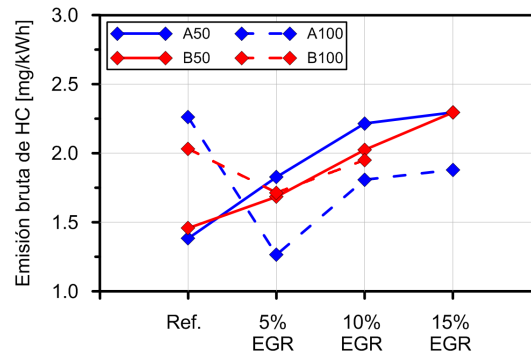
### 7.3.2. Emisión de compuestos gaseosos

Una vez que se analizó el comportamiento del motor, se dio paso al análisis de los resultados relacionados con la emisión de compuestos gaseosos contaminantes. Los resultados se presentan a continuación según la evolución de cada compuesto, para posteriormente presentar los referentes a la eficiencia del TWC.

#### 7.3.2.1. Hidrocarburos totales sin quemar

Los resultados de la emisión específica de HC sin quemar antes del TWC están representados en la Figura 7.8. Empezando por los modos de operación de media carga (A50 y B50), se comprobó un aumento del 61 % en los HC cuando la tasa de EGR realizada alcanzó un 15 %.

La primera razón por la que se origina este aumento está relacionada con el hecho de que incluir EGR a la carga fresca del motor reduce la temperatura de combustión e incrementa las zonas de *quenching* [330]. La reducción de temperatura que se produce en el interior del cilindro, así como la reducción del oxígeno disponible para la combustión, produjo un descenso en el ratio de oxidación de los HC durante las carreras de expansión y escape, el cual requiere una alta temperatura y disponibilidad del contenido de oxígeno.



**Figura 7.8:** Emisión bruta de HC para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

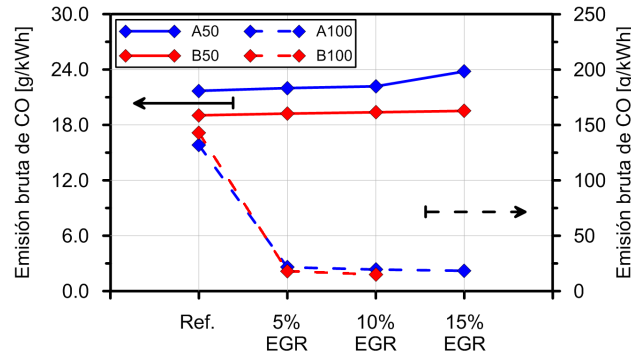
Para los modos de operación a plena carga (A100 y B100), con una tasa del 5% de EGR, la supresión del enriquecimiento produjo un aumento en la cantidad de oxígeno disponible en la mezcla AF ( $\lambda=1$ ), lo que implicó en un incremento del ratio de oxidación de los hidrocarburos y un descenso de los HC sin quemar emitidos.

Una vez eliminado el enriquecimiento, el incremento de la tasa de EGR produjo un aumento de los HC sin quemar de la misma manera y debido a las mismas causas que durante los modos de operación A50 y B50, es decir una reducción progresiva de la cantidad de  $O_2$  disponible para la combustión.

### 7.3.2.2. Monóxido de carbono

En la Figura 7.9 se puede observar que en los modos de operación A50 y B50 se produjo un incremento de la emisión de CO cuando se introdujo el EGR. El CO es un compuesto que se forma, tal y como se ha explicado en el apartado 2.4.2, como producto del proceso de combustión incompleta en zonas de la cámara de combustión donde la cantidad de oxígeno disponible no es suficiente, siendo principalmente durante las carreras de expansión y escape donde el CO es oxidado a  $CO_2$  [54, 313].

Puesto que la introducción de diferentes ratios de EGR redujo la concentración de oxígeno en la mezcla de aire y combustible, era de esperar un incremento en la formación de CO durante el proceso de combustión a medida que se incrementa la



**Figura 7.9:** Emisión bruta de CO para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

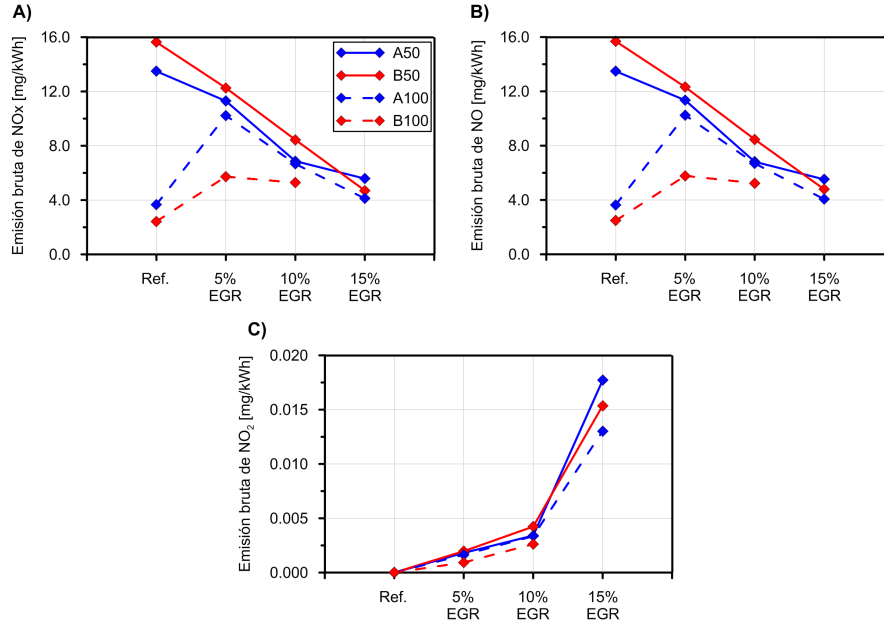
tasa de EGR. Además, tal y como se ha mostrado en la Figura 7.6.B, la temperatura de combustión se redujo a medida que se incrementaba la tasa de EGR, produciendo un cambio en la reacción de equilibrio CO a CO<sub>2</sub> [55, 331] a través de la reducción de los mecanismo de oxidación del CO, y consecuentemente, produciendo un incremento de la emisión bruta de CO.

En el caso de los modos de operación A100 y B100, se pudo comprobar una reducción del 90 % de la emisión de CO en ambos casos, pasando de 131.8 a 18.5 mg/kWh y de 143.4 a 13.2 mg/kWh, respectivamente. El origen de la drástica reducción de la emisión de CO fue la supresión del enriquecimiento ya que, en los casos de referencia, la cantidad de oxígeno en la mezcla AF se situaba por debajo de la estequiométrica, dando lugar a un proceso de combustión incompleta, y produciendo una alta emisión de CO.

### 7.3.2.3. Óxidos de nitrógeno

Empezando por los modos de operación de media carga (A50 y B50), y en los casos con máxima tasa de EGR, la Figura 7.10.A. muestra una reducción del 69 % (de 15.6 a 4.7 mg/kWh) y del 52 % (de 13.4 a 5.6 mg/kWh) en los NO<sub>x</sub> emitidos en ambos casos cuando se comparada con el caso de referencia.

La reducción en los NO<sub>x</sub> formados tiene su origen en la reducción de los picos máximos de presión y temperatura logrados durante el proceso de combustión cuando éste es adelantando a medida que se avanza el punto de encendido de la bujía [332], ralentizando el mecanismo de formación térmico del NO, tal y como se puede ver en la Figura 7.10.B.



**Figura 7.10:** Emisión bruta de A) NO<sub>x</sub>, B) NO, y C) NO<sub>2</sub> para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

El hecho de adelantar el punto de encendido de la bujía es otra ventaja para el sistema estudiado, puesto que tal y como se ha comentado, la introducción de EGR implicó la modificación del SP para mantener el mismo par generado a través una combustión más adiabática, permitiendo que la primera parte de la combustión no fuese tan violenta [326] y reduciendo el riesgo de *knocking*.

El aspecto negativo referido a la emisión de NO<sub>x</sub> se produjo con la introducción del 5% en los modos de operación a plena carga (A100 y B100), cuando la emisión de NO<sub>x</sub> aumentó debido al aumento de la concentración de oxígeno y temperatura de combustión, formando más NO a medida que se suprimió el enriquecimiento. Esta consecuencia se puede observar claramente en las Figuras 7.10.A y 7.10.B. Sin embargo, conforme aumentó la tasa de EGR tras la supresión del enriquecimiento, la emisión bruta de NO<sub>x</sub> y NO empezó a descender, alcanzando valores similares que en el caso de referencia.

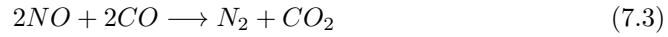
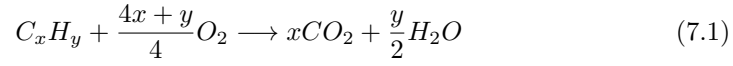
Centrándose en el NO<sub>2</sub>, cabe destacar que la emisión es prácticamente nula en todos los modos de operación y tasa de EGR realizado si se compara con la emisión de NO, tal y como se muestra en la Figura 7.10.C. Sin embargo, a pesar de que la emisión es prácticamente nula, se puede observar una tendencia de incremento de emisión a medida que se introdujo EGR en todos los modos de operación analizados.



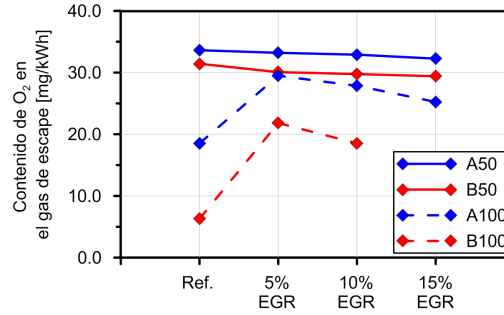
### 7.3.3. Evaluación de la eficiencia del sistema de post-tratamiento

Con la intención de poder analizar la influencia que podría tener el sistema de LP-EGR sobre el TWC, se instaló un selector de línea que permitió muestrear los compuestos gaseosos tanto aguas-arriba como aguas-abajo del elemento, tal y como se ha explicado en el apartado 7.2.

Aunque ocurren una infinidad de reacciones químicas dentro del TWC para poder reducir los compuestos gaseosos contaminantes, la operación básica de cómo funciona este elemento puede simplificarse y basarse en las siguientes reacciones, según *Heck and Farrauto* [333]:

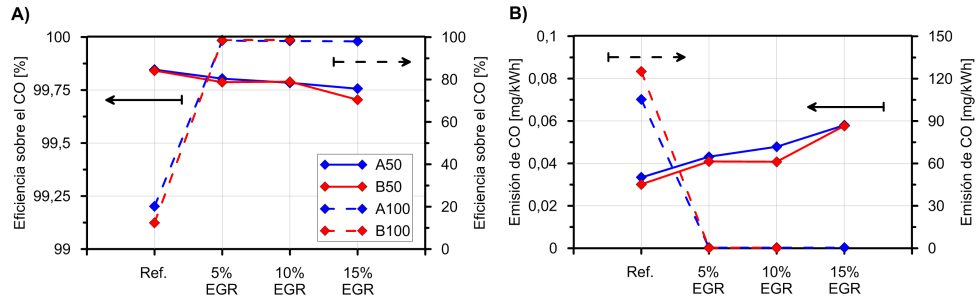


En primer lugar, puesto que las reacciones de oxidación están altamente influenciadas por el contenido de oxígeno en el gas de escape, la Figura 7.11 muestra dicho contenido para cada modo de operación y tasa de EGR empleados.



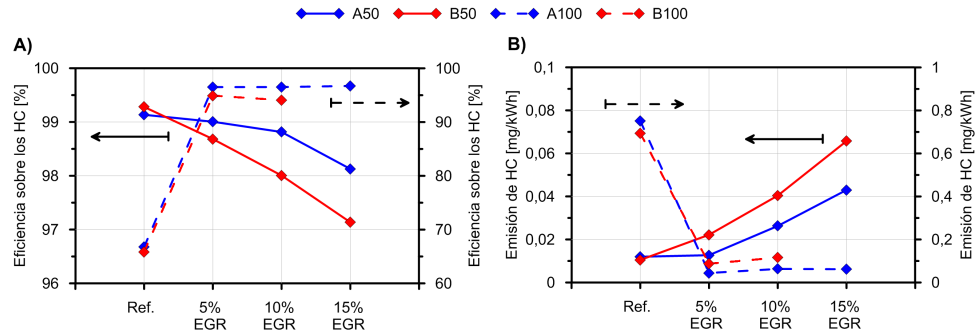
**Figura 7.11:** Contenido de oxígeno del gas de escape aguas-arriba del TWC para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

Centrándose en la eficiencia mostrada para el CO, en la Figura 7.12.A se muestra un pequeño descenso en los modos A50 y B50. El descenso de eficiencia para este compuesto está principalmente causado por el descenso en la concentración de oxígeno del gas de escape, disminuyendo la tasa de conversión de la Reacción 7.2, aunque situándose por encima del 99 % en ambos casos. Sin embargo, en los modos



**Figura 7.12:** A) Eficiencia del TWC y B) emisión atmosférica del CO para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

A100 y B100 si se observa un cambio drástico en la eficiencia de conversión debido a la supresión del enriquecimiento. Cuando se usó el enriquecimiento en el caso de referencia, la ausencia de suficiente oxígeno para realizar la combustión produjo una enorme cantidad de CO. Además, puesto que los TWC solo operan correctamente bajo condiciones estequiométricas, la eficiencia en estos casos se situaba en torno al 20 %. La introducción del EGR se tradujo en un aumento de la cantidad de oxígeno ( $\lambda \sim 1$ ) disponible para la combustión y en una fuerte mejora en el rendimiento de conversión del CO, alcanzando valores del 95 % y reduciendo la emisión atmosférica de CO (Figura 7.12.B).

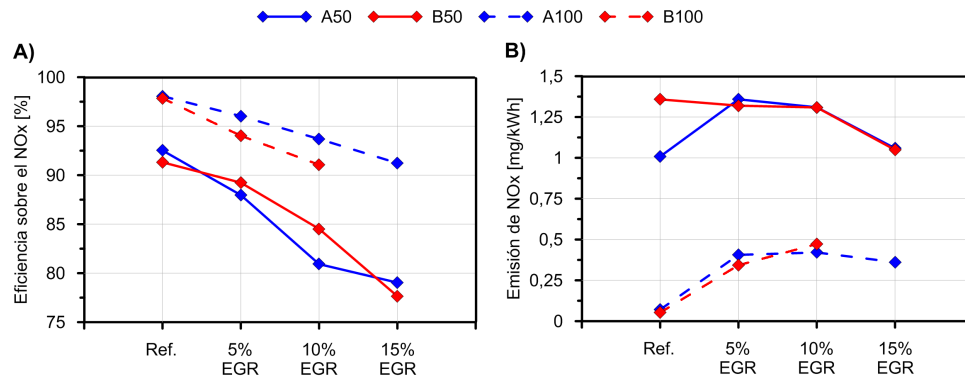


**Figura 7.13:** A) Eficiencia del TWC y B) emisión atmosférica de HC para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

La tendencia mostrada en la eficiencia para el abatimiento de los HC fue muy similar a la del CO durante los modos A50 y B50, tal y como puede observarse en la Figura 7.13.A. Puesto que el principal mecanismo para la reducción de los HC está basado en la Reacción 7.1, el aumento de HC brutos emitidos junto al descenso de la cantidad de oxígeno disponible en el gas de escape (Figura 7.11) propició un descenso de la eficiencia de conversión, y un aumento de los HC emitidos a la atmósfera

(Figura 7.13.B). En cambio, aunque se produce un ligero descenso de la eficiencia de conversión, ésta se sitúa siempre por encima del 97 %, confirmando que el TWC siguió funcionando correctamente.

Por otro lado, en los modos A100 y B100, la tendencia mostrada en la eficiencia de los HC fue similar a la del CO. Partiendo de una eficiencia del 65 % en los casos de referencia, ésta alcanzó valores del 95 % inmediatamente después de la supresión del enriquecimiento y la introducción del EGR.

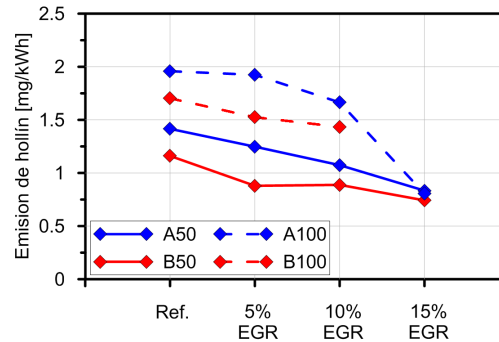


**Figura 7.14:** A) Eficiencia del TWC y B) emisión atmosférica de NO<sub>x</sub> para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

Finalmente, observando la Figura 7.14.A se comprobó un descenso global en la eficiencia de NO<sub>x</sub> en todos los modos de operación ensayados calculada a partir de la emisión atmosférica de NO<sub>x</sub> (Figura 7.14.B). La principal vía de reducción de los NO<sub>x</sub> está basada en las reacciones vinculadas al CO, por lo que la reducción de estos compuestos es altamente dependiente de la cantidad de este compuesto disponible, tal y como explican *Fakin et al.* [334]. En este sentido, la reducción de la cantidad de CO presente en el gas de escape (Figura 7.9) pudo ayudar a inhibir las reacciones de reducción de los NO<sub>x</sub>, y consecuentemente, provocar un descenso de la eficiencia.

#### 7.3.4. Emisión de hollín

La Figura 7.15 muestra la emisión específica de hollín para cada modo de operación ensayado. Tal y como se puede observar, la inclusión del EGR tuvo un efecto global de reducción del hollín emitido en todos los modos estudiados, encontrándose un descenso máximo del 58 % (variando de 1.92 mg/kWh a 0.79 mg/kWh) en el modo de operación A100, y un descenso mínimo del 34 % para el modo B50, el cual varió de 1.21 a 0.81 mg/kWh.



**Figura 7.15:** Emisión específica de hollín para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

Es necesario describir como se forman las partículas de hollín durante el proceso de combustión dentro del cilindro para poder evaluar el efecto del EGR sobre éste, ya que su adición produce una fuerte modificación del proceso de combustión.

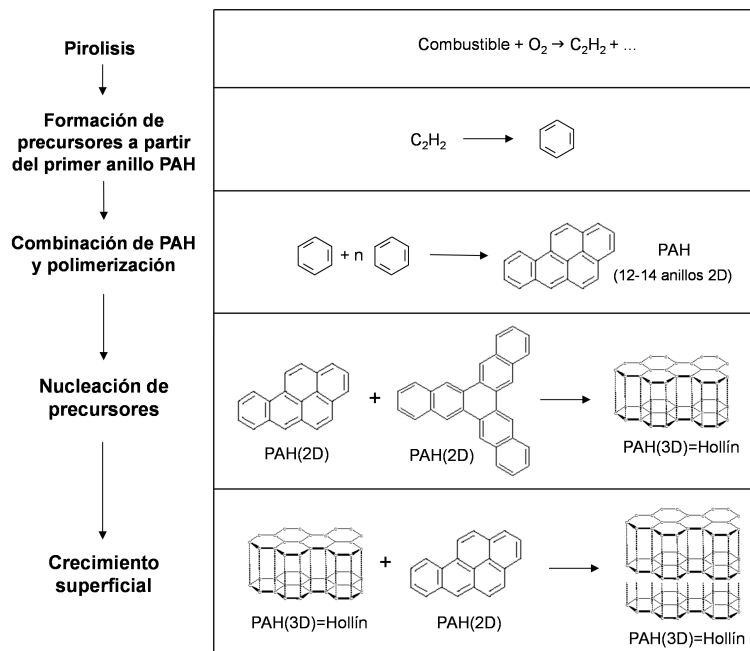
Es conocido que el hollín es principalmente carbón originado durante una combustión de alta temperatura y es producido como un paso intermedio entre la evaporación y la dehidrogenación de combustible [335]. La evolución de las moléculas de la fase vapor o fase líquida a partículas sólidas de hollín incluyen procesos como la pirólisis, formación de precursores, polimerización, nucleación o crecimiento superficial [336], tal y como se muestra en el esquema de la Figura 7.16.

Primeramente, el combustible sufre un proceso de pirolización debido a las altas temperaturas dentro de la cámara de combustión, donde su estructura molecular es alterada y parcialmente oxidada, generando principalmente compuestos como el  $C_2H_2$ ,  $C_2H_4$  y  $CH_4$  según establecen *Haynes and Wagner* [337]. A partir de este punto, se empiezan a formar los anillos de compuestos aromáticos debido al ataque del  $C_2H_2$  sobre los radicales  $n-C_4H_3$  (en procesos de alta temperatura) o sobre los radicales  $n-C_4H_5$  (en procesos a baja temperatura). Tras este proceso, el primer anillo aromático cambia a través del mecanismo HACA<sup>4</sup>. El mecanismo HACA está considerado como un proceso de polimerización debido a la alta velocidad con la que se desarrolla, pudiendo identificarse dos fases en este proceso: el hidrógeno es liberado primero, el cual activa las moléculas aromáticas, seguido de la adición de acetileno, promoviendo el crecimiento molecular de los compuestos aromáticos policíclicos (PAH<sup>5</sup>) [338].

Estudios experimentales han mostrado que la transición entre los precursores y las moléculas de hollín ocurren entre 500 y 2000 Da [339]. Por un lado, debido a la alta supersaturación de precursores macromoleculares, la presión parcial de estos

<sup>4</sup>Del inglés *Hydrogen abstraction - acetylene addition*

<sup>5</sup>Del inglés *Polycyclic aromatic hydrocarbons*



**Figura 7.16:** Esquema de formación del hollín durante el proceso de combustión en motores MEP-Di.

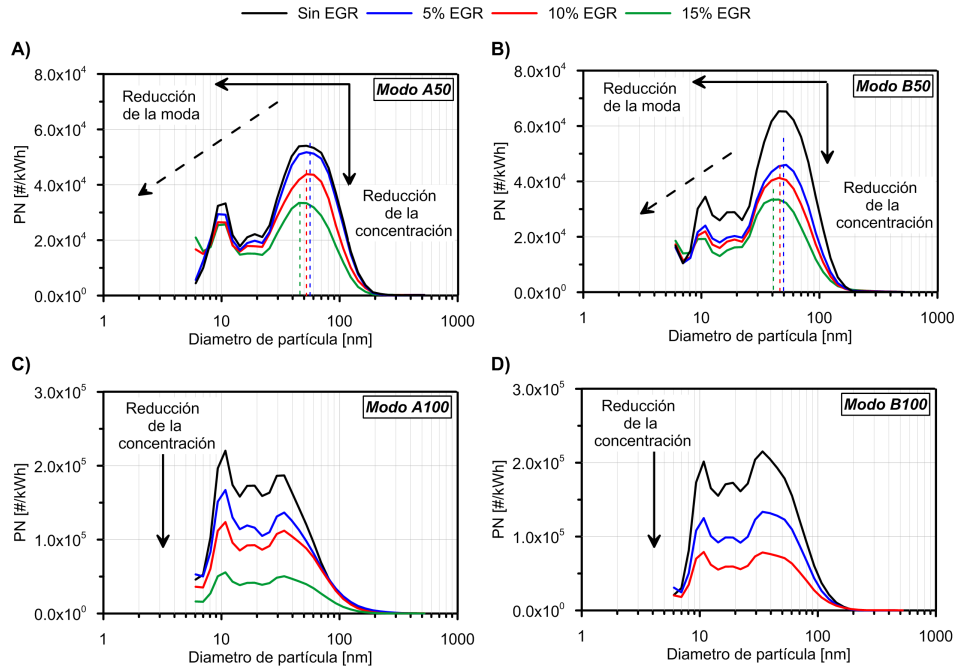
precursores actúa como fuerza impulsora, por lo que las macromoléculas condensan para formar hollín en fase líquida [340].

En la parte final del proceso de formación de hollín, el crecimiento superficial es el proceso predominante, el cual ocurre mediante la adición de masa sobre la superficie nucleada de los precursores de hollín, aumentando de este modo la masa de las partículas, pero no en número [341]. Durante el crecimiento superficial, parte de los reactivos de las partículas primarias de hollín aceptan la fase gas del acetileno. Este mecanismo continúa cuando las partículas primarias se mueven hacia áreas frías con menos actividad, donde la concentración de hidrocarburos es mucho menor que el límite de intercepción del hollín [342].

Por lo tanto, considerando todo lo explicado, el primer paso para la formación de hollín se basa en la dehidrogenación de los hidrocarburos mediante mecanismos de alta temperatura. Puesto que el EGR produjo una reducción de la temperatura de combustión dentro del cilindro y un incremento de los HC emitidos en fase gas tras dicho proceso, éste redujo la nucleación de precursores y, consecuentemente, una reducción de los ratios de crecimiento superficial y de coagulación, causando una tendencia global de reducción del hollín emitido a medida que se introduce EGR.

### 7.3.5. Emisión numérica de partículas

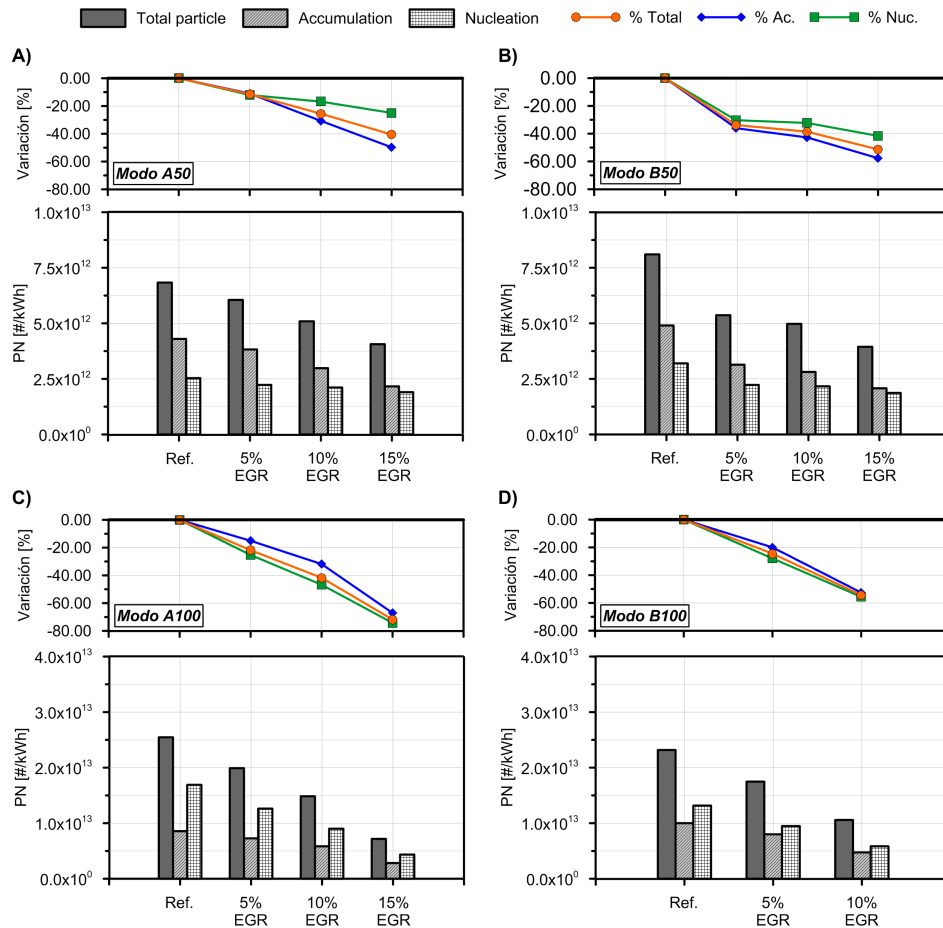
El análisis del número de partículas emitidas se dividió en el estudio de las distribuciones de tamaño de partículas y la composición de éstas en cada modo de operación y tasa de EGR, separando la moda nucleación y acumulación, además del cálculo del GMD.



**Figura 7.17:** PSDs para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

En la Figura 7.17 muestra el estudio de las PSDs para cada modo de operación empleado. Tal y como se pudo comprobar en los modos A50 y B50, las PSDs presentaron una forma bimodal con picos de emisión en 10 nm y 50 nm, siendo comparables ambas modas (nucleación y acumulación) en ambos casos, y produciéndose un descenso de la moda principal (diámetro de partículas que presenta la mayor concentración) de la distribución y, también, de la concentración de partículas a medida que se incrementó la tasa de EGR realizada. Estos resultados indican que el uso del EGR en motores MEP-Di produce un descenso de las partículas emitidas. Este fenómeno es contrario al que se produce en sus homónimos MEC, donde el aumento de la tasa de EGR produce un incremento de la concentración de partículas. En el motor sujeto a estudio, la mezcla homogénea de aire y combustible dentro de la cámara de combustión se quema por medio de la propagación del frente de llama, siendo muy diferente de la llama generada por difusión en los motores diésel [343].

La Figura 7.18 muestra el análisis de la composición de las partículas emitidas separando la moda nucleación y acumulación. Los porcentajes de variación respecto a la referencia conforme se aumentó la tasa de EGR también se han incluido en dicha Figura.



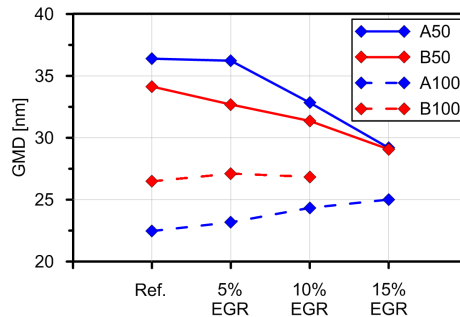
**Figura 7.18:** Análisis de la composición de las partículas emitidas para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

Los gráficos A y B de la Figura 7.18 muestran que la emisión de partículas de la moda acumulación es superior a las de la moda nucleación para los modos A50 y B50, mostrando resultados similares a los obtenidos por Bonatesa et al. [344]. Se puede observar que el aumento de la tasa de EGR produce una pequeña reducción en las partículas de la moda nucleación y un progresivo descenso de las partículas pertenecientes a la moda acumulación. En este sentido, la reducción de las partículas

de la moda nucleación produce un descenso en el ratio de coagulación de núcleos, lo cual implica una reducción de la emisión de las partículas de diámetros mayores. Además, también se reducen las partículas de la moda acumulación porque al reducirse el número de núcleos se inhibe el mecanismo de crecimiento superficial. Obviamente, si la emisión de partículas de ambas modas se vio reducida, las totales también se redujeron.

Contrariamente a los resultados mostrados en los modos A50 y B50, en los modos A100 y B100 la emisión de partículas de la moda nucleación se situó por encima de la emisión de las pertenecientes a la moda acumulación, tal y como muestran las Figuras 7.18.C y 7.18.D. En primer lugar, la supresión del enriquecimiento y la introducción del 5% de EGR causó una reducción en la emisión de ambas modas, siendo más pronunciado el descenso sufrido por las pertenecientes a la moda nucleación.

Por último, para poder analizar de una manera más precisa el efecto de la tasa de EGR sobre las PSD, la Figura 7.19 muestra el GMD calculado para cada distribución de tamaño. El GMD muestra el valor global de la PSD teniendo en cuenta la concentración de partículas según el diámetro, sobre el total de la concentración. Tal y como puede observarse, la reducción en el GMD durante los modos A50 y B50 cuando se incrementa la tasa de EGR implica una fuerte reducción de las partículas de diámetros mayores (partículas de la moda acumulación), pero casi sin afectar a la concentración de diámetros pequeños.



**Figura 7.19:** GMD para cada modo de operación estacionario y tasa de EGR.

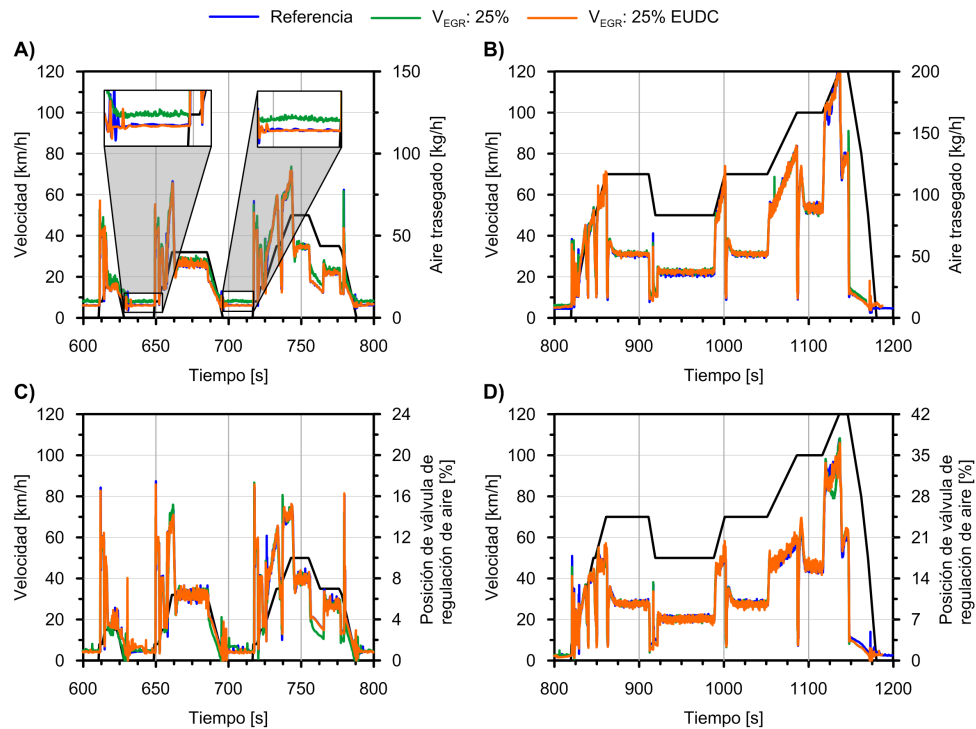
Sin embargo, en el modo A100, la concentración de partículas de diámetros pequeños es superior a la concentración de diámetros grandes. En este caso, la introducción del de EGR causa una reducción de partículas en ambas modas, afectando de una manera más acusada a las de la moda nucleación, lo que provoca un ligero incremento del GMD. En el caso del modo B100, la reducción de las partículas emitidas tuvo lugar de manera similar en todo el rango de diámetros, mostrando la misma forma y picos de emisión en ambas modas a medida que se incrementó la tasa de EGR, lo cual implicó una tendencia plana en el GMD, tal y como se muestra en la Figura 7.19.



## 7.4. Análisis de las emisiones contaminantes durante el ciclo de homologación NEDC

### 7.4.1. Funcionamiento del motor

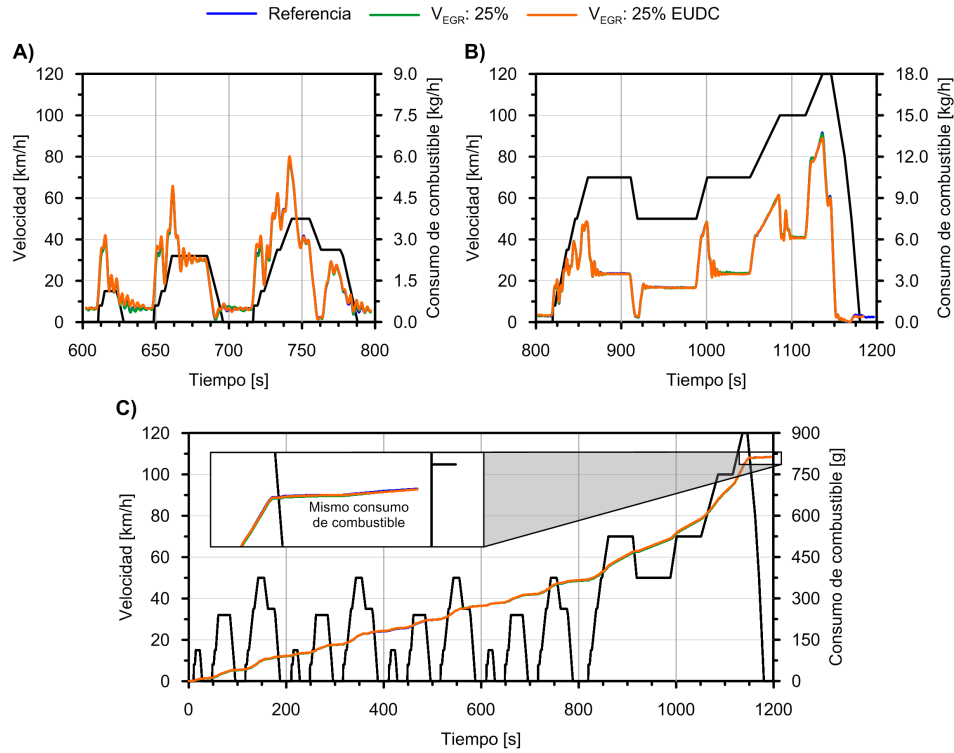
Como ya se explicó en el apartado 7.2.1, la estrategia adoptada para evaluar el efecto de la tasa de EGR en condiciones dinámicas de operación del motor, fue realizar un ciclo NEDC completo con la válvula de control de EGR en una posición de apertura fija (25 %), y después se realizó otro ensayo con la válvula abierta solo en el tramo extraurbano. Atendiendo a ésto, el primer paso del análisis realizado fue evaluar los parámetros principales de funcionamiento del motor, comprobando que todos los ciclos se realizaron en las mismas condiciones.



**Figura 7.20:** A) y B) Aire trasegado por el motor y B) y C) posición de la válvula de mariposa durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategia adoptadas.

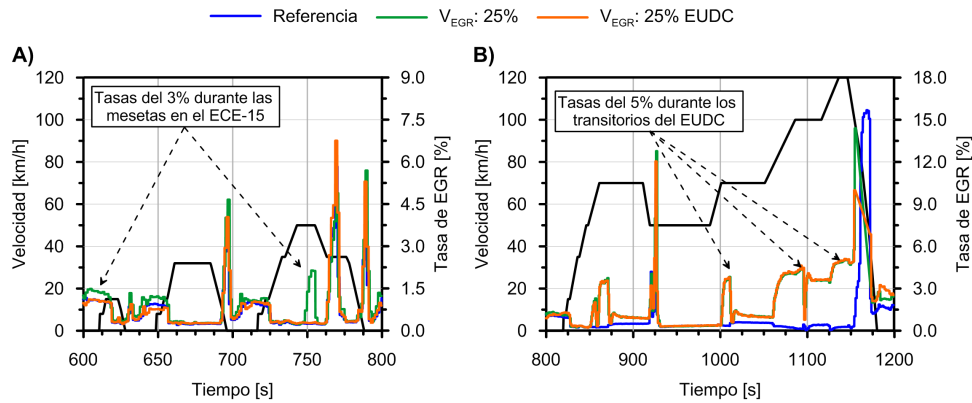
Unos de los problemas encontrados durante la campaña de ensayos llevada a cabo con modos de operación estacionarios, fue el deterioro de la combustión a medida que se introdujo el EGR, provocando una reducción en el aire admitido por el motor y

produciendo una reducción del par generado en el eje. En primer lugar, las Figuras 7.20.A y 7.20.B muestran que el aire trasegado por el motor en las diferentes zonas del ciclo y con las diferentes estrategias de EGR adoptadas es siempre el mismo, a excepción de los tramos de ralentí que se sitúa por encima en el caso que incluye EGR, por lo que era de esperar un funcionamiento similar en el motor excepto en estos casos, hecho confirmado en las Figuras 7.20.C y 7.20.D, donde la apertura de la válvula de mariposa es similar en todos los casos.



**Figura 7.21:** Gasto de combustible acumulado durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) y B) Consumo instantáneo. C) Consumo acumulado.

En segundo lugar, las Figuras 7.21.A y 7.21.B muestran un consumo de combustible instantáneo idéntico en todas las fases del NEDC; hecho reflejado en la Figura 7.21.C con el consumo evaluado durante todo el ciclo. De este modo quedó demostrado que el motor se comportó de la misma manera en todos los casos. Es muy destacable que durante estos ensayos no se han modificado mapas ni parámetros de funcionamiento en la ECU, por lo que es posible que una optimización de los mapas de encendido de la bujía para mejorar el proceso de combustión, permitiese conseguir una reducción de consumo de combustible, tal y como se ha visto durante los ensayos con modos de operación estacionarios.



**Figura 7.22:** Tasa de EGR realizada durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas.

Por último, puesto que la posición de apertura de la válvula de regulación de EGR se mantuvo en una posición fija, fue necesario evaluar la tasa de EGR realizada en cada caso. Las Figuras 7.22.A y 7.22.B muestran la tasa de EGR a lo largo del ciclo NEDC, alcanzando tasas del 3 % de EGR durante las mesetas de las fases urbanas del NEDC, y de hasta el 6 % durante la fase EUDC.

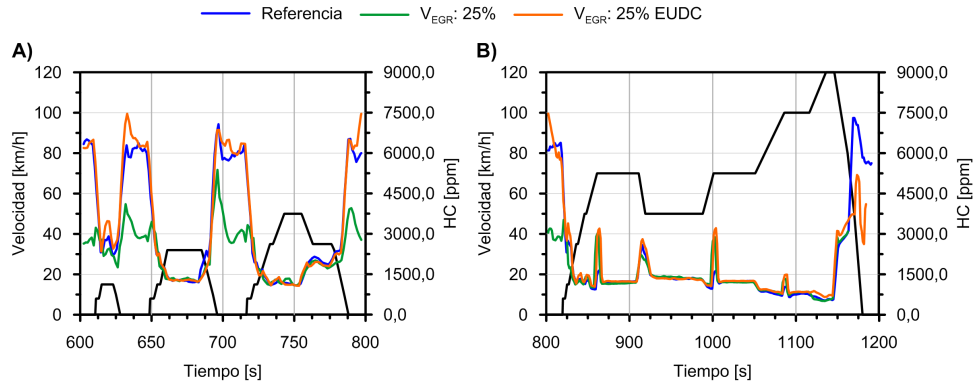
Cabe destacar que no en todas las mesetas de la fase urbana se consigue la realización de EGR, tal y como puede observarse para el caso de 30 km/h, por lo que sería interesante, como solución, la instalación de una válvula de contrapresión de escape que ayudase a forzar el paso de gas de escape hacia el sistema de admisión (EGR), tal y como se hace en los motores MEC-Di cuando incorporan sistemas de LP-EGR.

## 7.4.2. Emisión de compuestos gaseosos

### 7.4.2.1. Hidrocarburos totales sin quemar

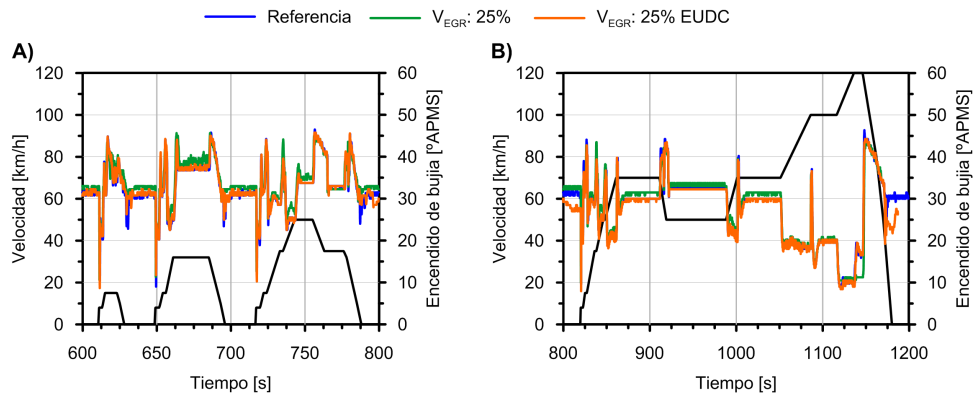
El primer contaminante analizado cuando se realizaron ciclos NEDC incluyendo EGR fueron los HC sin quemar. En este sentido, las Figuras 7.23.A y 7.23.B muestran la concentración instantánea medida a la salida del motor, es decir, en bruto y sin ser afectada por el sistema de post-tratamiento.

Tal y como puede observarse, la concentración de HC cuando se mantuvo la válvula abierta al 25 % durante todo el ciclo, se vio reducida durante las fases de ralentí, siendo este hecho principalmente debido al adelanto del encendido de la bujía que la ECU ordena en función de la masa de aire trasegada. En el apartado anterior se observó que se produce un avance del punto de encendido debido al aumento de temperatura



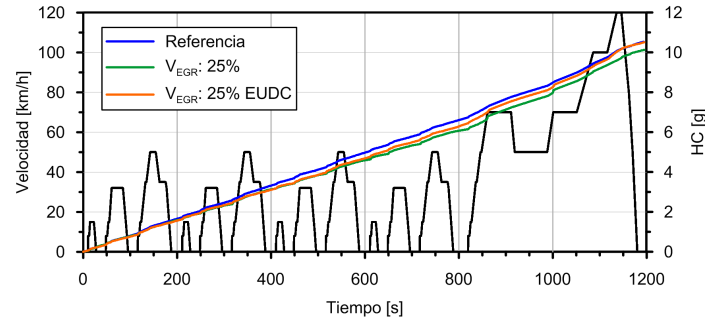
**Figura 7.23:** Evolución de HC durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.

del aire de admisión (ya que incluye EGR), por lo que automáticamente la ECU del motor realiza las modificaciones del momento de encendido de la bujía en función de la temperatura del aire de admisión, tal y como puede observarse en la Figura 7.24.



**Figura 7.24:** Punto de encendido de la bujía durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.

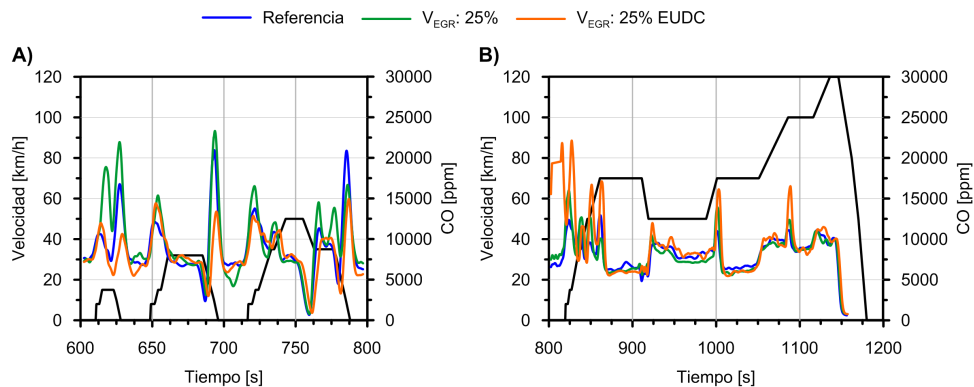
En condiciones dinámicas, como es este caso, la tendencia observada es contraria a lo establecido para el caso de los modos de operación estacionarios, donde la inclusión de EGR y adelanto del encendido produjo un aumento de los HC. En este sentido, durante los períodos de ralentí del motor se produjo una reducción en la concentración de HC emitidos, permitiendo una reducción de 0.7 g de HC totales a lo largo de todo el ciclo, sobre los 10.5 g emitidos durante el ensayo de referencia, tal y como puede observarse en la Figura 7.25.



**Figura 7.25:** Masa de HC emitidos por el motor durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas.

#### 7.4.2.2. Monóxido de carbono

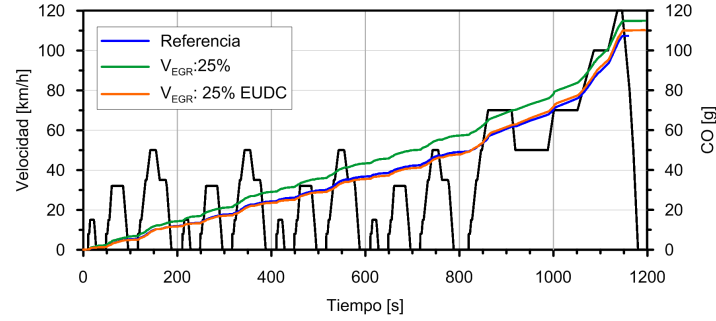
De manera contraria a los HC, la emisión de CO aumentó con la adición de EGR, tal y como puede verse en la Figura 7.27. Este aumento se produjo, básicamente, durante los tramos de la fase urbana donde el régimen y grado de carga es muy bajo (Figura 7.27.A).



**Figura 7.26:** Evolución del CO durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.

En este sentido, es bien conocida la dispersión cíclica sufrida en el proceso de combustión a baja carga en los motores MEP; y puesto que el CO es un compuesto principalmente formado durante un proceso de combustión incompleta, la inclusión de EGR sin ninguna modificación produce un aumento de éste, pasando de una emisión de 48 g al final del ciclo NEDC sin incluir EGR, a 57 g cuando la válvula se sitúa en una posición del 25 %. En cambio, durante la fase EUDC, la Figura 7.27 muestra que no hubo apenas variación en la emisión de este compuesto cuando se incluye el EGR,

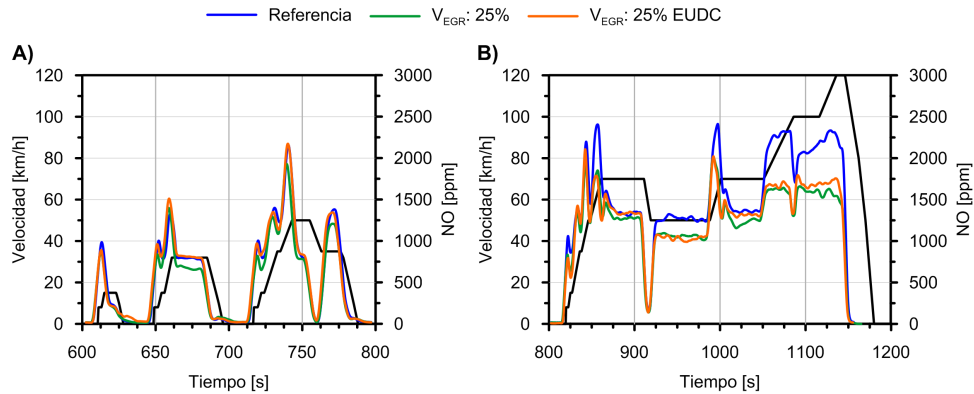
produciéndose todo el incremento durante las fases anteriores.



**Figura 7.27:** Masa de CO emitido por el motor durante el NEDC con las diferentes estrategias de EGR adoptadas.

#### 7.4.2.3. Óxidos de nitrógeno

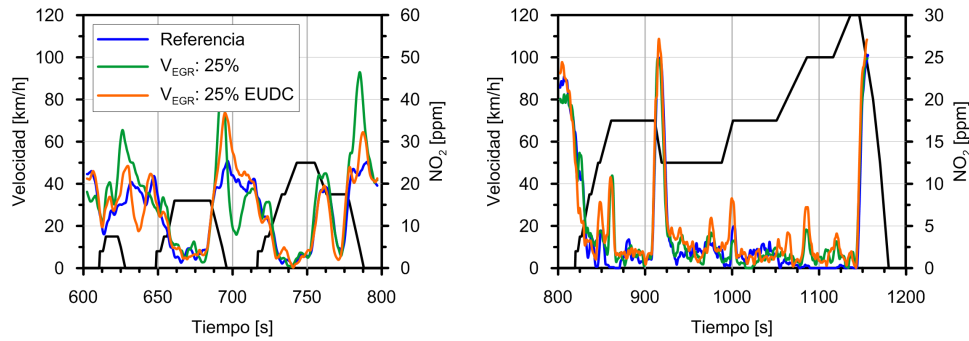
Finalmente, el análisis de los NO<sub>x</sub> reveló un beneficio en la emisión producida al incluir EGR. Con la misma tendencia que los resultados observados durante los modos de operación estacionarios, durante el NEDC, el incluir EGR se vio traducido en un descenso del NO formado por mecanismo térmico durante la combustión, tal y como puede observarse en las Figuras 7.28.A y 7.28.B.



**Figura 7.28:** Evolución del NO durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.

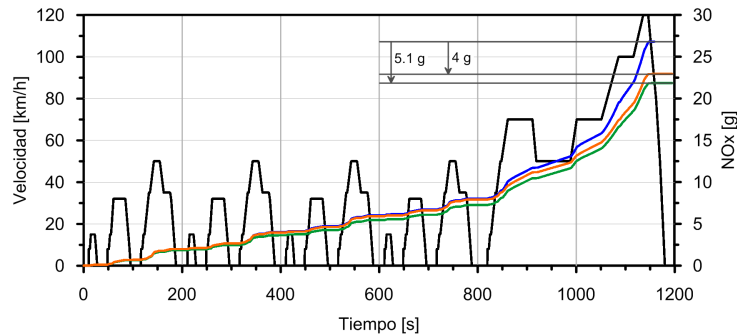
Por un lado, durante la fase urbana, la escasa tasa de EGR realizada se tradujo en un ligero descenso del NO emitido, reduciéndose solo en el caso de las mesetas, donde la tasa de EGR se incrementó. Sin embargo, durante la fase EUDC la emisión sí

que se vio claramente reducida ya que las tasas realizadas son más elevadas. Por otro lado, focalizando el análisis sobre el  $\text{NO}_2$ , es destacable mostrar que no se produce modificación alguna sobre la formación de este compuesto, pudiendo concluir que la inclusión de EGR no afecta a dicho contaminante (Figura 7.29).



**Figura 7.29:** Evolución del  $\text{NO}_2$  durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategia adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.

Cuando el análisis se centró en los  $\text{NO}_x$  totales, se observó una tendencia similar a la mostrada por el  $\text{NO}$ . En este sentido la fracción de  $\text{NO}_2$  respecto del  $\text{NO}$  se sitúa en una relación del 5 %. Así pues, el incluir EGR durante todo el ciclo se tradujo en una reducción final de 5.1 g de  $\text{NO}_x$  emitidos, mientras que en el caso de solo emplear EGR en el EUDC se vio reflejado en una reducción de 4 g, tal y como se observa en la Figura 7.30.



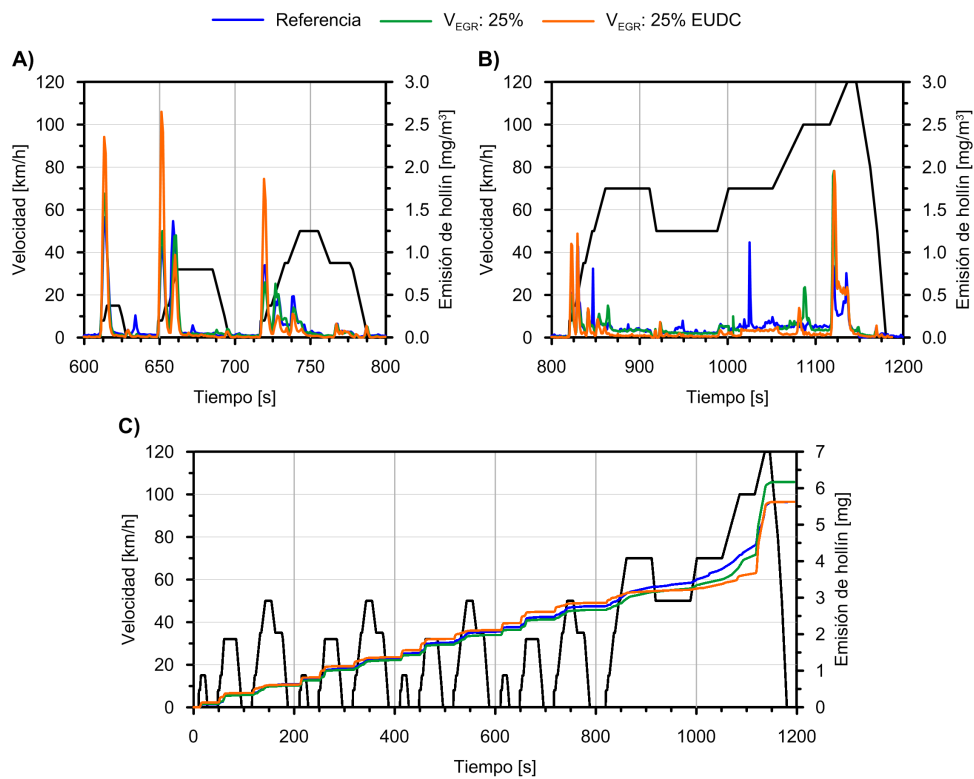
**Figura 7.30:** Masa de  $\text{NO}_x$  emitida por el motor durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas.

Esto establece que la reducción lograda durante las fases urbanas es de apenas 1 g, ya que las tasas de EGR realizadas no superaron el 3 % durante estos tramos. Sería necesario, por lo tanto, incrementar la tasa de EGR si se pretenden conseguir reducciones mayores, ya que la duración del total de estas fases es de 800 s, siendo

estos tramos donde se pueden conseguir mayores reducciones de la emisión de éstos compuestos.

### 7.4.3. Emisión de hollín

La Figura 7.31.A y 7.31.B muestran la concentración de hollín instantánea evaluada a través de la correlación para las partículas de la moda acumulación desarrollada en el Capítulo 4.



**Figura 7.31:** A) y B) Evolución de la concentración de hollín y C) masa de hollín emitida durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategia adoptadas.

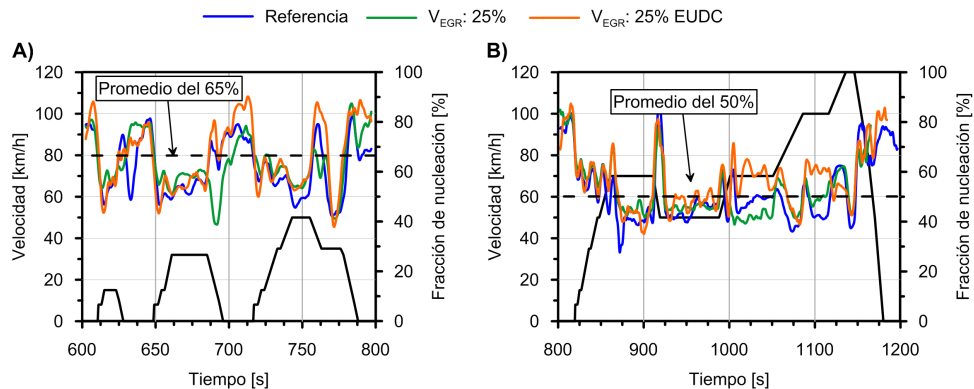
En primer lugar, durante las fases urbanas, la emisión de hollín tanto en el ensayo de referencia como en los dos casos evaluados con EGR no sufrió variaciones o fueron mínimas, independientemente del caso estudiado. En cambio, en el caso de la fase EUDC, sí que se puede observar una diferencia en la concentración de hollín cuando se realizó el ensayo con  $V_{EGR}: 25\%$  EUDC, mostrando menos concentración durante toda esta fase del ciclo.



Cuando se compara el ensayo de referencia (EGR cerrado) con el modo de EGR abierto al 25 % durante todo el ciclo, no se aprecia diferencia notable entre los dos niveles de emisión. Esto concluye que la inclusión de EGR en condiciones dinámicas sin la optimización del adelanto del encendido de la bujía, no produce ningún efecto notable sobre la emisión de hollín.

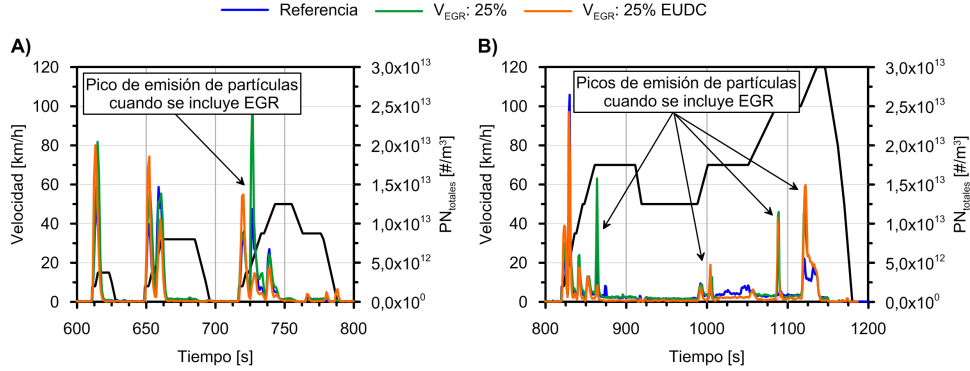
#### 7.4.4. Emisión numérica de partículas

Para el evaluar efecto de EGR sobre la emisión de partículas, se analizaron de forma independiente cada una de las modas que componen la distribución. En este sentido, se calculó la fracción de partículas de la moda nucleación que había sobre el total de partículas emitidas, comprobando que el promedio de porcentaje se sitúa en torno al 65 % en las fases del ciclo urbano, y del 50 % en la fase EUDC, tal y como puede observarse en la Figura 7.32. Sin embargo, en los casos que incluyeron EGR no se observa ninguna diferencia apreciable respecto de la referencia, concluyendo que las fracciones de las diferentes modas no se vieron afectadas.



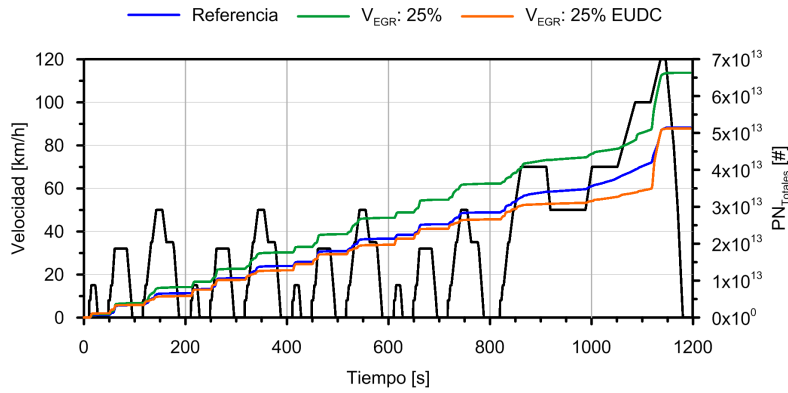
**Figura 7.32:** Fracción de las partículas de la moda nucleación durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.

Cuando se evaluó la emisión total de partículas durante todo el ciclo, se pudo observar que la concentración se mantuvo similar a la observada en la referencia, a excepción de diferentes periodos transitorios en ambas fases del ciclo, todo ello representado en la Figura 7.33. Así pues, durante la fase urbana, en el transitorio del tercer ciclo (Figura 7.33.A) se produjo un pico de concentración mucho más acusada en el caso de incluir EGR; mientras que en el caso de la fase EUDC dichos picos se producen en todos los periodos transitorio (Figura 7.33.B).



**Figura 7.33:** Concentración total de partículas durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.

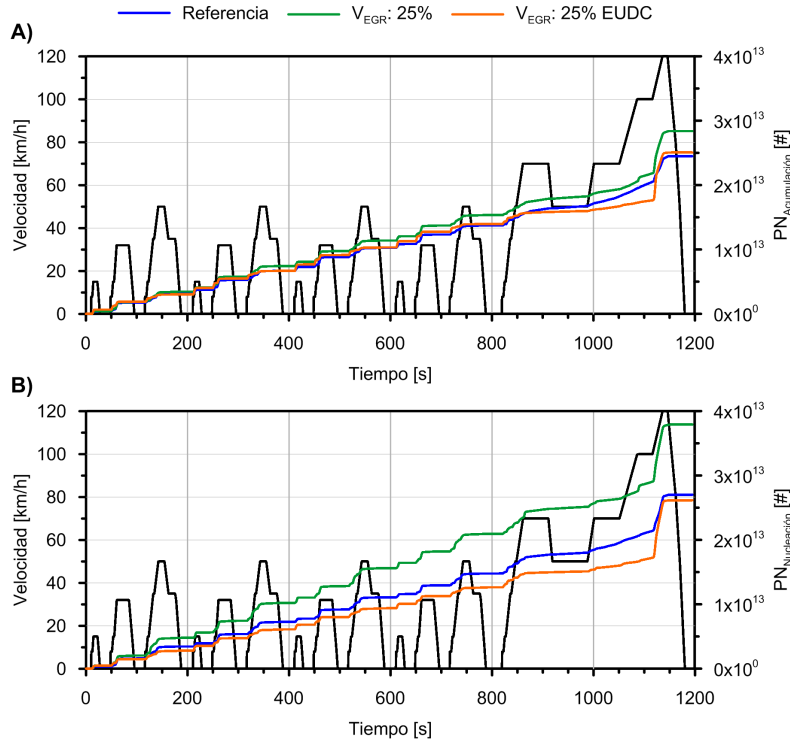
El deterioro de la combustión producido con la mera introducción de EGR sin modificación de parámetros de funcionamiento se vio reflejado en un aumento de dichas partículas. En este sentido, es muy destacable el aumento producido cuando se incluye EGR durante todo el ciclo, el cual es progresivamente dependiente, tal y como se puede observar en la Figura 7.34.



**Figura 7.34:** Número de partículas totales emitidas durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas.

Otro de los fenómenos observados es el drástico incremento de las partículas de ambas modas sufrido durante el último tramo de la fase EUDC cuando se incluyó EGR, lo que sugiere una alta formación de partículas durante el proceso de combustión cuando aumenta el grado de carga durante la operación dinámica del motor. De este modo, calculando la emisión acumulada de los diferentes tipos de partículas se pudo comprobar que este incremento de emisión fue debido, principalmente, a las

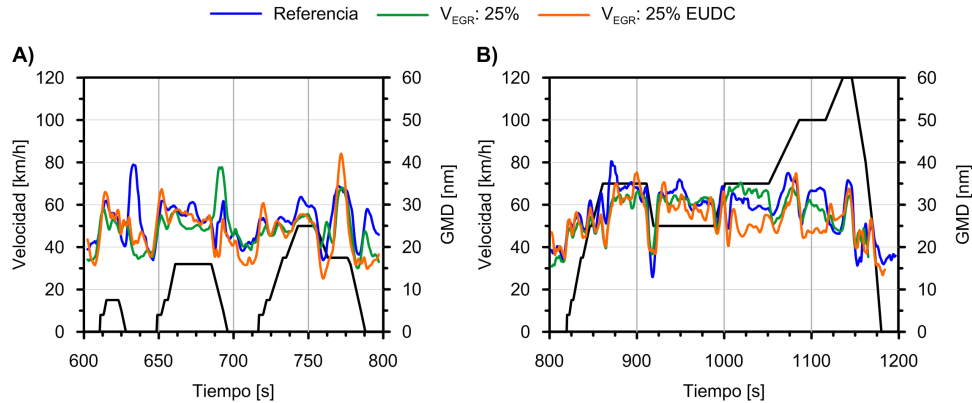
partículas de la moda nucleación, aunque también contribuyen, en menor medida, las de acumulación, tal y como puede observarse en las Figuras 7.35.A y 7.35.B.



**Figura 7.35:** Número de partículas emitidas durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Partículas de la moda acumulación y B) Partículas de la moda nucleación.

Por último, el análisis del GMD durante los diferentes tramos reveló que no hay casi variación en la composición global de las partículas emitidas. Tal y como se ha explicado previamente en capítulos anteriores, el GMD es un indicador de hacia donde se mueve la tendencia en la PSD, incrementándose si aumenta la moda acumulación, y reduciéndose cuando lo hace la de nucleación.

La Figura 7.36.A y 7.36.B muestran el valor instantáneo del GMD a lo largo de las diferentes fases del NEDC. En primer lugar, cabe destacar que el GMD medio durante el tramo urbano se sitúa en torno a 25 nm, mientras que en el EUDC se establece alrededor de 30 nm. Esto indica que la proporción de partículas de nucleación respecto al total, en todos los casos, aumenta con los grados de carga bajos, del mismo modo que en los motores MEC [22]. En segundo lugar se observa que los GMDs, tanto en la fase urbana, como en la EUDC, se muestran en torno al mismo valor e independientemente



**Figura 7.36:** Evolución del GMD durante el ciclo de homologación NEDC con las diferentes estrategias adoptadas. A) Durante la fase urbana y B) durante el EUDC.

de la estrategia de EGR empleada, concluyendo que, en estos casos, el GMD no se vio afectado con la inclusión de EGR.

## 7.5. Conclusiones

El objetivo principal de este estudio fue investigar la influencia de un sistema de LP-EGR integrado a un motor MEP-Di sobre las emisiones contaminantes que éste produce.

El trabajo se centró, en primer lugar, en el análisis de la emisión de compuestos gaseosos y de partículas durante modos de operación estacionarios. Así pues, también se evaluó el funcionamiento global del TWC en términos de eficiencia de conversión cuando se incluyeron diferentes tasas de EGR, respecto a cuándo no se aplica. Posteriormente, el análisis se centró en la emisión de compuestos gaseosos y de partículas relacionados con la realización de ciclos NEDC. Así pues, las conclusiones se han dividido en dos partes, referidas a los modos de operación estacionarios, y a los ciclos de homologación dinámicos NEDC.

Considerando el funcionamiento global del motor durante los modos de operación estacionarios, los principales resultados encontrados son:

- A medida que se incrementó la tasa de EGR en los modos de operación a media carga (A50 y B50), fue necesario la progresiva apertura de la válvula de regulación de aire de admisión para mantener el mismo gasto de aire trasegado por el motor que en las condiciones de referencia. La apertura de dicha válvula

facilitó en un descenso de las pérdidas mecánicas por trabajo de bombeo en la renovación de la carga.

- El gas de EGR actuó disminuyendo la reactividad de la mezcla de carga fresca, por lo que el momento de encendido de la bujía hubo que avanzarlo para poder mantener el par entregado como en el modo de operación de referencia. Esto produjo un mejor fasado de la combustión, lo que redujo el pico máximo de temperatura alcanzada durante el proceso, haciendo este fenómeno más adiabático y reduciendo, por tanto, la temperatura en el colector de escape y las pérdidas por transferencia de calor a las paredes del cilindro.
- Durante los modos de operación a plena carga (A100 y B100), el EGR fue utilizado como método para la eliminación del enriquecimiento de combustible de la mezcla AF ( $\lambda < 1$ ) como solución a las altas temperaturas de combustión alcanzadas, lo que implicó una drástica reducción en el BSFC durante estos modos.
- La reducción en las pérdidas de calor transmitido durante el proceso de combustión y las pérdidas por el trabajo de bombeo a medida que se incluyó EGR implicó una reducción del BSFC en los modos de operación a media carga.

Centrándose en la emisión de compuestos contaminantes y en la eficiencia mostrada por el sistema de post-tratamiento (TWC) durante los modos de operación estacionarios, se concluyó que:

- Se ha observado una tendencia global de incremento en la emisión de HC a medida que se incrementa la tasa de EGR realizada para todos los modos de operación estacionarios ensayados. Esto puede ser motivado por la reducción de temperatura de combustión, que redujo la oxidación de HC e incrementó el área de *quenching*.
- La emisión de CO se incrementó ligeramente en los modos de operación de media carga (A50 y B50) a medida que se aumentó la tasa de EGR. Esto fue debido a la reducción en el contenido de  $O_2$  de la mezcla de gas admitida y de la temperatura de combustión, lo que promovió el cambio en la reacción de equilibrio de  $CO \rightleftharpoons CO_2$ . Sin embargo, para los modos de operación a plena carga (A100 y B100), la emisión de CO se redujo en un 90 % debido a la supresión del enriquecimiento.
- La formación de NOx es muy dependiente de la temperatura de combustión, por lo que la reducción de ésta a medida que se incrementó la tasa de EGR permitió una reducción del 50 % en los NOx emitidos en los modos de operación A50 y B50. Contrariamente, para los modos A100 y B100 se observó un incremento de los NOx cuando se aplicó una tasa del 5 % de EGR debido a que la supresión del enriquecimiento produjo un aumento de la temperatura de

combustión haciendo que aumentase la emisión de NOx. Sin embargo, a medida que se aumentó aún más la tasa de EGR (hasta el 10 y el 15 %), la emisión de NOx se redujo hasta los niveles medidos en la referencia.

- Se encontró una reducción global en la eficiencia mostrada por el TWC en todos los compuestos analizados cuando se introduce EGR. Por un lado, concerniente a las reacciones de oxidación, donde están involucrados los mecanismos para el abatimiento del CO y los HC; la reducción del O<sub>2</sub> y la temperatura del gas de escape implicó un descenso de la eficiencia de oxidación. Por otro lado, la reacción de reducción que involucra a los NOx, la cual es altamente dependiente del CO para llevarse a cabo, vio reducida su eficiencia debido a la disminución de este último compuesto, provocando un descenso en la eficiencia de conversión en el TWC a medida que se aumentó la tasa de EGR. En cambio, para los modos de operación de alta carga, la supresión del enriquecimiento con la introducción del EGR implicó volver a restaurar el dosado estequiométrico, tan necesario para el correcto funcionamiento de los TWC, observando un aumento en las tasas de conversión en estos casos.
- La introducción de EGR provocó una tendencia global de reducción de las partículas emitidas durante todos los modos de operación analizados. Así pues, además de la reducción en las dos fracciones de partículas (nucleación y acumulación), las modas de las PSDs se redujeron a medida que se introdujeron las diferentes tasas de EGR, provocando una tendencia global a la reducción del GMD de los casos analizados.
- La reducción en las partículas pertenecientes a la moda acumulación fue mucho más pronunciada que el descenso sufrido por las de la moda nucleación, lo que llevó a producir una reducción en la tasa de hollín emitida.

Finalmente, y relacionado con los ensayos realizados a través del NEDC, hay que destacar que estos ensayos supusieron un primer contacto de evaluación del EGR en motores MEP-Di durante condiciones de operación dinámicas, lo cual se aleja mucho de ser concluyente y definitivo ya que no se han optimizado parámetros de funcionamiento, y el proceso es mejorable. Con esto, se puede concluir que:

- Para conseguir un funcionamiento óptimo del motor, es necesario corregir parámetros vinculados a la combustión y a la renovación de la carga en condiciones dinámicas de operación. En este sentido, sería necesario un correcto fasado del avance del encendido de la bujía, así como los parámetros del VVT. Para ello, parece indispensable incorporar algoritmos de control que permitan la modificación de dichos parámetros en periodos de tiempo muy cortos.
- Relacionado con las emisiones contaminantes gaseosas, por un lado, la emisión de CO aumentó ligeramente en el caso que se incluyó EGR durante todo el

NEDC, hecho contrario a lo sucedido con los HC, los cuales descendieron ligeramente debido al descenso de estos durante los periodos de ralentí. Por otro lado, la emisión de NO<sub>x</sub> sí que se vió reducida, siendo principalmente debida a la reducción en la formación del NO gracias a la introducción de EGR. Por último, las partículas emitidas aumentaron en los casos que se introdujo EGR.

## Bibliografía del Capítulo 7

- [15] C. I. Davidson, R. F. Phalen y P. A. Solomon. “Airbone particulate matter and human health: a review”. *Aerosol Sci. Technol.* 39(1) (2005), págs. 62-78 (vid. págs. 5, 193).
- [22] W. G. Linares. “Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operacion del motor diesel”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013 (vid. págs. 8, 73, 225).
- [41] C. Wang, H. Xu, J. M. Herreros, J. Wang y R. Cracknell. “Impact of fuel and injection system on particle emissions from a GDI engine”. *Applied Energy* 132 (2014), págs. 178-191 (vid. págs. 19, 28, 193).
- [54] D. Kuhnemuth, F. Normann, K. Andersson y F. Johnson. “On the carbon monoxide from a oxy-fuel combustion - Contribution by homogeneous and heterogeneous reactions”. *International Journal Of Greenhouse Gas Control* 2014 (25), págs. 33-41 (vid. págs. 23, 204).
- [55] Y. Aoki, S. Sakagami, M. Kawai, N. Takahashi, T. Tanabe y T. Sunada. “Kinetics of engine-generated nitrogen oxides and carbon monoxide”. *Proceedings of twelfth international symposium on combustion. Maryland* 603-613 (1968) (vid. págs. 23, 205).
- [75] J. M. Luján, H. Climent, R. Novella y M. E. Rivas. “Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine”. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015), págs. 432-443 (vid. págs. 28, 195, 200, 202).
- [78] G. Nafaji, B. Ghobadian, T. Tavakoli, D. R. Buttsworth, T. F. Yusaf y M. Faizollahnejad. “Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network”. *Applied Energy* 86(5) (2009), págs. 630-639 (vid. págs. 28, 193).
- [81] F. Zhao, M. C. Lai y D. L. Harrington. “Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines.” *Progress in Energy and Combustion Science* 25 (1999), págs. 437-562 (vid. págs. 28, 193).
- [83] G. Fontana y E. Galloni. “Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine”. *Applied Energy* 86 (2009), págs. 96-105 (vid. págs. 28, 194).

- [84] T. Lake, J. Stokes, R. Murphy, R. Osborne y A. Schamel. “Turbocharging concepts for downsized DI gasoline engines”. *SAE Technical Paper* 2004-01-0036 (2004) (vid. págs. 28, 193).
- [85] M. M. Maricq, J. J. Szente y K. Jahr. “The impact of ethanol fuel blends on PM emission from a light-duty GDI vehicle”. *Aerosol Science and Technology* 46 (2012), págs. 576-583 (vid. págs. 28, 193, 195).
- [86] M. Fathi, R. K. Saray y M. D. Checkel. “The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emission of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines”. *Applied Energy* 87 (2011), págs. 4719-4724 (vid. págs. 28, 194).
- [87] Y. L. Bai, Z. Wang y J. X. Wang. “Part-load characteristics of direct injection spark ignition engine using exhaust gas trap”. *Applied Energy* 87 (2010), págs. 2640-2646 (vid. págs. 28, 194).
- [90] Z. Gao, S. J. Curran, J. E. Parks, D. E. Smith, R. M. Wagner, C. S. Daw, K. D. Edwards y J. F. Thomas. “Drive cycle simulation of high efficiency combustions on fuel economy and exhaust properties in light-duty vehicles”. *Applied Energy* (2015). DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.070> (vid. págs. 28, 193).
- [95] B. Gradin, H. E. Angstrom, P. Stalhammar y O. E. “Knock supression in a turbocharged SI engine by using colled EGR”. *SAE Technical Paper* 982476 (1998) (vid. págs. 29, 194).
- [185] *HORIBA MEXA 7100-DEGR. Regulated Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual.* (Vid. págs. 67, 122, 195).
- [192] *DEKATI. Model FPS-4000. Fine Smart Particle Sampler. User manual.* (Vid. págs. 72, 196).
- [193] *TSI. Model EEPS-3090. Engine Exhaust Particle Sizer Spectrometer. Operation and Service Manual.* (Vid. págs. 72, 90, 122, 159, 196).
- [202] *IAG. Model MSJ02-HL heated gas junction with heated line controllers. Operating Manual* (vid. págs. 74, 122, 159, 195).
- [240] V. Bermúdez, J. M. Luján, B. Pla y W. G. Linares. “Effects of low pressure exhaust gas recirculation on regulated and unregulated gaseous emissions during NEDC in a light-duty diesel engine”. *Energy* 36(1) (2011), págs. 5655-5665 (vid. págs. 119, 194).
- [279] B. Giechaskiel, P. Dilara, E. Sandbach y J. Andersson. “Particle measurement programme (PMP) light-duty inter-laboratory exercise: comparison of different particle number measurement systems”. *Measurement Science and Technology* 19 (2008), pág. 095401 (vid. págs. 143, 193).
- [304] A. C. Alkidas. “Combustion advancements in gasoline engines.” *Energy conversion and management* 48 (2007), págs. 2751-2761 (vid. pág. 193).



- [305] B. Stiebels, M. Schweizer, F. Ebus y E. Pott. “Die FSI-Technologie von Volkswagen - nicht nur rein Verbrauchskonzept”. *Direkteinspritzung im Ottomotor IV. Expert-Verlag* (2003) (vid. págs. 193, 197).
- [306] C. Pope y D. Dockery. “Health effects of fine particulate air pollution: lines that connect”. *Journal of the Air and Waste Management Association* 56 (2006), págs. 709-742 (vid. pág. 193).
- [307] G. Fontana y E. Galloni. “Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation”. *Applied Energy* 87 (2010), págs. 2187-2193 (vid. págs. 193, 194).
- [308] S. S. Merola y B. M. Vaglieco. “Knock investigation by flame and radical species detection in spark ignition engine for different fuels”. *Energy conversion and management* 48 (2007), págs. 2897-2910 (vid. pág. 193).
- [309] D. Agarwal, S. K. Singh y A. K. Agarwal. “Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emission, deposits, and durability of a constant speed compression ignition engine.” *Applied Energy* 88 (2011), págs. 2900-2907 (vid. pág. 194).
- [310] C. Sayin y M. K. Balki. “Effect of compression ratio on the emission, performance and combustion characteristics of a gasoline engine fueled with isobutanol/gasoline blends”. *Energy* 82 (2015), págs. 550-555 (vid. pág. 194).
- [311] M. K. Balki y C. Sayin. “The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline”. *Energy* 71 (2014), págs. 194-201 (vid. pág. 194).
- [312] B. Gradin y H. E. Angstrom. “Replacing fuel enrichment in a turbo charged SI engine: lean burn or cooled EGR”. *SAE Technical Paper* 1999-01-3505 (1999) (vid. págs. 194, 195).
- [313] U. Baretzky y col. *Gasoline Engine with Direct Injection. Processes, Systems, Development, Potential*. Ed. por R. van Basshuysen. Vieweg+Teubner, GWV Hachverlage GmbH, Wiesbaden 2009 (vid. págs. 194, 204).
- [314] S. Potteau, P. Lutz, S. Leroux y M. Stephanie. “Cooled EGR for a turbo SI engine to reduce knocking and fuel consumption”. *SAE Technical Paper* 2007-01-3978 (2007) (vid. págs. 194, 195).
- [315] H. Blank, H. Dismon, M. W. Kochs y M. Sanders. “EGR and air management for direct injection Gasoline engines”. *SAE Technical Paper* 2002-01-0707 (2002) (vid. págs. 194, 195).
- [316] M. Kaiser, U. Krueger, R. Harris y L. Cruff. “Doing more with less - the fuel economy benefits of cooled EGR on a direct injected spark ignition boosted engine”. *SAE Technical Paper* 2010-01-0589 (2010) (vid. págs. 194, 195).

- [317] F. Sarikoc, A. Kettner M. Velji y U. Spicher. “Potential of reducing the NOx emission in a spray guided DI gasoline engine by stratified exhaust gas recirculation (EGR).” *SAE Technical Paper* 2006-01-1261 (2006) (vid. págs. 194, 197).
- [318] D. Tomazic y A. Pfeifer. “Cooled EGR - a must or an option for 2002/04.” *SAE Technical Paper* 2002-01-0962 (2002) (vid. págs. 194).
- [319] W. Haiqiao, Z. Tianyu, S. Gequn, T. Linlin y W. Yuesen. “Gasoline engine exhaust gas recirculation - A review”. *Applied Energy* 99 (2012), págs. 534-5444 (vid. págs. 194).
- [320] T. Alger, J. Gingrich, I. A. Khalek y B. Mangold. “The role of EGR in PM emissions from gasoline engines”. *SAE Technical Paper* 2010-01-0353 (2010) (vid. págs. 194).
- [321] B. Liang, Y. Ge, J. Tan, X. Han, G. Liping, L. Hao, W. Ye y P. Dai. “Comparison of PM emission from a gasoline direct injected (GDi) vehicle and port fuel injected (PFI) vehicle measured by electrical low pressure impact (EL-PI) with two fuels: Gasoline and M15 methanol gasoline”. *Journal of Aerosol Science* 57 (2013), págs. 22-31 (vid. págs. 194, 195).
- [322] Z. Zhijin, Z. Haiyan, W. Tianyou y J. Ming. “Effects of tumble combined with EGR (exhaust gas recirculation) on the combustion and emissions in a spark ignition engine at part loads.” *Energy* 65 (2014), págs. 18-24 (vid. págs. 194, 201).
- [323] E. Galloni, G. Fontana y R. Palmaccio. “Effects of exhaust gas recycle in a downsized gasoline engine”. *Applied Energy* 105 (2013), págs. 99-107 (vid. págs. 195, 202).
- [324] D. Roth, P. Keller y M. Becker. “Requirements of external EGR systems for dual cam phase turbo GDI engines”. *SAE Technical Paper* 2010-01-0588 (2010) (vid. págs. 195, 202).
- [325] Z. Zhijin, W. Tianyou, J. Ming, W. Qun, M. Xiangzan y S. Gequn. “Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation”. *Fuel* 130(0) (2014), págs. 177-188 (vid. págs. 195, 201, 202).
- [326] X. Gu, Z. Huang, J. Cai, J. Gong, X. Wu y C. Lee. “Emission characteristics of a spark-ignition engine fuelled with gasoline-n-butanol blends in combination with EGR”. *Fuel* 93 (2012), págs. 611-617 (vid. págs. 195, 202, 206).
- [327] A. Waltner, P. Luckert, U. Schaupp, E. Rau, R. Kemmler y R. Weller. “Zukunftstechnologie des Ottomotors: strahlgeführte Direkteinspritzung mit Piezo-Injektor”. *27 Internationales Wiener Motorensymposium, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Nr.622, Dusseldorf: VDI Verlag.* (2006) (vid. págs. 197).

- [328] M. Lapuerta, O. Armas y J. J. Hernández. “Diagnostic of DI diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas”. *Applied Thermal Engineering* 19(5) (1999), págs. 513-529 (vid. pág. 202).
- [329] F. Payri, S. Molina, J. Martín y O. Armas. “Influence of measurement errors and estimated parameter of combustion diagnosis”. *Applied Thermal Engineering* 26(2-3) (2006), págs. 226-236 (vid. pág. 202).
- [330] U. Spicher, H. Kubach y J. P. Haentsche. “Die strahlgefuehrten Direkteinspritzung als Zukunfts-konzept fuer Ottomotoren.” *MTZ-Konferenz Motor* (2006), Stuttgart (vid. pág. 204).
- [331] T. Alger, T. Chauvet y Z. Dimitrova. “Synergies between high EGR operation and GDI systems”. *SAE Technical Paper* 2008-01-0134 (2008) (vid. pág. 205).
- [332] C. Park, S. Kim, H. Kim e Y. Moriyoshi. “Stratified lean combustion characteristics of spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine”. *Energy* 41 (2012), págs. 401-407 (vid. pág. 205).
- [333] R. Heck y R. Farrauto. “Automobile exhaust catalyst”. *Applied Catalysis, A: General* 221 (2001), págs. 443-457 (vid. pág. 207).
- [334] J. L. C Fajin, M. N. D. S. Cordeiro y J. R. B. Gomes. “Unraveling the mechanism of the NO reduction by CO on gold based catalysts”. *Journal of Catalysis* 289 (2012), págs. 11-20 (vid. pág. 209).
- [335] A. Y. Watson y P. A. Valberg. “Carbon black and soot: two different substances”. *AIHAJ* 62 (2001), págs. 218-228 (vid. pág. 210).
- [336] M. Mueller, B. G. y H. Pitsch. “Hybrid Method of Moments for modeling soot formation and growth”. *Combustion and Flame* 156(6) (2009), págs. 1143-1155 (vid. pág. 210).
- [337] B. S. Haynes y H. G. Wagner. “Soot formation”. *Progress in Energy and Combustion Science* 7(4) (1981), págs. 229-273 (vid. pág. 210).
- [338] M. Frenklach y H. Wang. “Detailed mechanism and modeling of soot particle formation”. *Springer Series in Chemical Physics* 59 (1994), págs. 165-192 (vid. pág. 210).
- [339] H. Bockhorn y T. Schäfer. “Growth of soot particles in premixed flames by surfaces reactions”. *Springer Series in Chemical Physics* 59 (1994), págs. 253-274 (vid. pág. 210).
- [340] E. Ranzi, A. Sogaro, P. Gaffuri, G. Pennati y C. K. Westbrook. “New comprehensive reaction mechanism for combustion of hydrocarbon fuels”. *Combustion flame* 99(2) (1994), págs. 201-11 (vid. pág. 211).
- [341] S. Mosbach, M. S. Celnik, A. Raj, M. Kraft, H. R. Zhang, S. Kubo y K. O. Kim. “Towards a detailed soot model for internal combustion engines”. *Combustion and Flame* 156(6) (2009), págs. 1156-1165 (vid. pág. 211).

- 
- [342] I. M. Kennedy. “Models of soot formation and oxidation”. *Progress in Energy and Combustion Science* 23(2) (1997), 95-132(38) (vid. pág. 211).
- [343] G. Moon, Y. Lee, K. Choi y D. Jeong. “Emission characteristics of diesel, gas to liquid, and biodiesel-blended fuels in a diesel engine for passenger cars”. *Fuel* 89(12) (2010), págs. 3840-3846 (vid. pág. 212).
- [344] F. Bonatesta, E. Chiappetta y A. La Rocca. “Part-load particulate matter from a GDI engine and the connection with combustion characteristics”. *Applied Energy* 124(0) (2014), págs. 366-376 (vid. pág. 213).

## Capítulo 8

# Conclusiones y trabajos futuros

### Índice

---

8.1. Introducción . . . . .	<b>236</b>
8.2. Principales conclusiones . . . . .	<b>236</b>
8.2.1. Desarrollo de correlaciones para la estimación del hollín en condiciones dinámicas de operación . . . . .	236
8.2.2. Uso de la configuración pre-turbo en sistemas de post- tratamiento en motores MEC-Di . . . . .	237
8.2.3. Aplicación de la técnica de inyección de agua pre-DPF .	238
8.2.4. Uso del sistema LP-EGR en motores MEP-Di . . . . .	238
8.3. Trabajos futuros . . . . .	<b>239</b>
8.4. Producción científica . . . . .	<b>242</b>

---

## 8.1. Introducción

En este último capítulo del documento se expondrán las principales conclusiones derivadas de los trabajos de investigación llevados a cabo para la elaboración de la presente tesis. Asimismo, se detallarán las posibles vías de investigación a seguir para la realización de trabajos futuros que darán continuidad a los estudios realizados. Por último, se expondrán los aportes a la producción científica realizados durante el desarrollo de esta tesis.

## 8.2. Principales conclusiones

### 8.2.1. Desarrollo de correlaciones para la estimación del hollín en condiciones dinámicas de operación

La primera parte llevada a cabo en este trabajo ha sido el desarrollo de una metodología que permita la medida de la concentración de hollín presente en el gas de escape de los MCIA en condiciones dinámicas de operación, así como el desarrollo de diferentes correlaciones que estimen dicho hollín a través de diferentes técnicas de medida. Para esto, se han evaluado los factores más influyentes en el proceso de medida directa de la concentración de hollín, para posteriormente desarrollar dichas correlaciones en base a la concentración de partículas que componen el hollín. En este sentido y relacionadas con este trabajo, se recogen las siguientes conclusiones:

- El sensor por difusión de carga utilizado para la obtención de las diferentes correlaciones (*TSI DCS-100*) se ha validado como un sistema de medida muy preciso para la determinación de la concentración de hollín en condiciones de operación dinámicas, ya sea para motores MEC-Di, como para motores MEP-Di. Sin embargo, las medidas realizadas se han mostrado muy dependientes del ratio de dilución empleado. La evaluación de los distintos parámetros de la dilución ha puesto de manifiesto la necesidad de seleccionar un valor específico a fin de reducir la dependencia de los resultados sobre este parámetros.
- El uso de un sistema de medida mediante espectrometría de movilidad eléctrica (*TSI EEPS-3090*), en paralelo con el sensor por difusión de carga (*TSI DCS-100*), ha permitido determinar de qué manera está compuesto el hollín presente en el gas de escape, revelando que éste está compuesto principalmente por las partículas de la moda acumulación ( $D_n > 30\text{nm}$ ).
- El uso simultaneo de diferentes técnicas de medida relacionadas con la medida de concentración de material particulado en el gas de escape, tales como la espectrometría de movilidad eléctrica, la técnica de extinción de luz, y la técnica

por difusión de carga; ha permitido la obtención de diferentes correlaciones para la estimación de la concentración de hollín emitido por los MCIA en condiciones dinámicas de operación de motor. El nivel de confianza alcanzado a través de la utilización de las diferentes correlaciones obtenidas se sitúa, como mínimo, en el 90 % en todos los casos, aumentando hasta el 95 % cuando se emplean las correlaciones obtenidas a través de la concentración de partículas de la moda acumulación. Por otro lado, estas correlaciones se proponen como herramientas para los usuarios que trabajan con sistemas de post-tratamiento o explorando nuevos modos de combustión o estrategias de gestión de la carga, ya sea para calcular la masa de hollín que alcanza o es expulsada de un elemento del post-tratamiento, para estudiar posibles estrategias de regeneración, o para estudiar la emisión de hollín a través de nuevos modos de combustión tales como HCCI, RCCI, LTC o CAI.

### 8.2.2. Uso de la configuración pre-turbo en sistemas de post-tratamiento en motores MEC-Di

Una vez desarrolladas las correlaciones para la estimación de la concentración de hollín presente en el gas de escape en condiciones de operación dinámicas, se ha procedido a la evaluación de la influencia, sobre las emisiones contaminantes, que produce el uso de arquitecturas *pre-turbo* de sistemas de post-tratamiento en motores MEC-Di. De este estudio se han podido extraer las siguientes conclusiones:

- Se ha demostrado que la ubicación del sistema de post-tratamiento antes del turbogrupo de sobrealimentación permite incrementar el estado térmico de DOC y DPF hasta en un 35 % en condiciones estacionarias y en un 15 % en ciclos dinámicos como el NEDC, incluso partiendo de condiciones de motor frío. Este incremento del estado térmico del sistema de post-tratamiento repercute de la siguiente forma:
  - Durante los modos de operación estacionarios evaluados, este tipo de arquitectura ha permitido la reducción de la emisiones de CO y HC emitidos a la atmósfera en los modos de menor carga, reduciendo hasta un 34 % la emisión de CO y un 40 % la de HC. Del mismo modo, se ha conseguido un aumento substancial del NO<sub>2</sub> producido en el DOC durante estos modos de operación.
  - Del mismo modo, el aumento de la temperatura del gas durante la evaluación del NEDC ha posibilitado, por un lado, la reducción del tiempo de *light-off* del DOC alrededor de 300 s durante el NEDC, reduciéndose la emisión de CO y HC en un 11 y 2 %, respectivamente; y por otro, el aumento de la tasa de conversión de NO → NO<sub>2</sub> sin, prácticamente, modificación de los NOx totales emitidos.

- Como consecuencia del incremento térmico en los sistemas de post-tratamiento y de la concentración de  $\text{NO}_2$  a la salida del DOC se ha conseguido aumentar la tasa de regeneración pasiva en el DPF, lo que permite extender el tiempo necesario entre regeneraciones activas para la eliminación del hollín en los canales internos del DPF, permitiendo el ahorro de combustible empleado. Por contra, el aumento de la tasa de regeneración pasiva ha propiciado un aumento de las partículas pertenecientes a la moda nucleación ( $D_n < 30\text{nm}$ ), las cuales son las precursoras de uno de los principales problemas cardiorespiratorios en los seres vivos, relacionadas con éstas.

### 8.2.3. Aplicación de la técnica de inyección de agua pre-DPF

El siguiente trabajo llevado a cabo relacionado con los sistemas de post-tratamiento en motores MEC-Di, ha sido la evaluación de la influencia del uso de la técnica de inyección de agua pre-DPF sobre las emisiones contaminantes, concluyendo que:

- Durante cada evento de inyección de agua se produce un efecto dilución sobre los compuestos gaseosos, recuperando valores nominales un vez transcurrido el periodo de evaporación del agua inyectada. Además, se ha observado un incremento de la emisión numérica de partículas a la salida del sistema pero sin afectar, prácticamente, el nivel de masa de hollín interna del DPF. Sin embargo, durante el proceso de inyección, se produce un desplazamiento transitorio de la moda de la PSD aguas-abajo del DPF hasta coincidir con la moda medida aguas-arriba, justificando la hipótesis sobre la redistribución del hollín en los canales internos del DPF en cada evento de inyección.
- La eficiencia de filtrado en el DPF no se ha modificado por la aplicación de las inyecciones de agua en el flujo de entrada al mismo, a pesar de la expulsión de cierta fracción de partículas con cada evento de aplicación de esta técnica. Lo demuestra que el valor calculado siempre se ha mostrado superior al 99 %, los cuales son valores habituales para este tipo de sistema.
- Los cambios en la distribución de las partículas dentro de los canales del sustrato del DPF no tienen efecto sobre el ratio de oxidación de éstas, y por tanto no se modifica el proceso de regeneración pasiva al que se ve sometido el DPF durante un proceso de carga.

### 8.2.4. Uso del sistema LP-EGR en motores MEP-Di

Finalmente, el último estudio realizado en la presente tesis ha sido la evaluación de la influencia de un sistema LP-EGR sobre las emisiones de un motor MEP-Di. De este trabajo ha podido concluir que:



- El sistema LP-EGR es una solución muy efectiva para la reducción de la temperatura durante el proceso combustión, reduciendo, de este modo, el riesgo de *knocking*. Asimismo, el uso de esta estrategia permite la supresión del enriquecimiento ( $\lambda < 1$ ) de combustible en condiciones de plena como solución al riesgo de autoencendido de la mezcla.
- La reducción de la temperatura de combustión se ha traducido en un proceso más adiabático, con menos transferencia de calor a las paredes del cilindro, lo que se ha visto reflejado en un descenso del consumo específico de combustible. Además, la inclusión del EGR implica un incremento de la posición de apertura de la válvula de regulación del aire trasegado por el motor para poder mantener los niveles similares de referencia, produciendo una disminución de las pérdidas en el trabajo de bombeo necesario para la renovación de la carga del motor. Esta consecuencia ha sido otra de las causas para la reducción lograda en el consumo específico de combustible.
- Otro de los principales efectos de la reducción de la temperatura de combustión ha sido la reducción en la tasa de formación de NO, pero con el consiguiente aumento de HC y CO a media carga. A plena carga, la supresión del enriquecimiento ha permitido una drástica reducción de la emisión de CO, además de permitir un correcto funcionamiento del TWC al lograrse que el motor pudiera operar con mezcla homogénea ( $\lambda = 1$ ).
- Por último, contrariamente a lo que se produce a medida que se incrementa la tasa de EGR en los motores MEC-Di, en el MEP-Di se ha producido un descenso de la formación de partículas, afectando mucho más a las pertenecientes a la moda acumulación que a las que se encuentran en la zona de nucleación. Esto ha llevado a una reducción tanto de la emisión másica de hollín, como del GMD mostrado en las distribuciones de tamaño de partículas.

### 8.3. Trabajos futuros

Una vez plasmadas las principales conclusiones encontradas, es necesario plantear los futuros estudios que pueden dar continuidad a este trabajo.

Durante esta tesis doctoral se han abarcado diferentes campos de las emisiones contaminantes en MCIA y sistemas de control de éstas. Por este motivo, en algunos de estos trabajos no se ha podido profundizar tanto como se hubiera deseado, haciendo que los resultados y conclusiones obtenidas abran una serie de futuras vías de investigación.

## Estimación del hollín en condiciones de operación dinámicas

- Las correlaciones propuestas para la determinación de la concentración de hollín en condiciones dinámicas de operación a través de la medida de la concentración de partículas de la moda acumulación solo tienen en cuenta las partículas con diámetros mayores de 30 nm. En este sentido, aunque la contribución en masa de las partículas menores de estos diámetros no suponen un incremento notable, sería necesario desarrollar un estudio donde se pudiera obtener una curva de masa en función del diámetro de partícula menor de 30 nm.
- Asimismo, las correlaciones propuestas se han obtenido a través de las condiciones de funcionamiento que representa el ciclo NEDC (baja carga), no cubriendo, por tanto, todo el rango de operación del motor. En este sentido, se plantea el desarrollo de nuevas correlaciones que permitan la estimación de hollín a través de condiciones de funcionamiento más agresivas, tales como pueden ser los ciclos WLTP o RDE, donde las variaciones de régimen y carga son mucho más bruscas y elevadas. Además, dichas correlaciones han sido obtenidas para unos niveles de emisión de partículas relativamente elevados, por lo que sería necesario, también, el desarrollo de nuevas correlaciones para niveles de emisión de partículas reducidos. Un ejemplo de éste nivel de emisión reducida serían los niveles alcanzados aguas-abajo de un DPF.
- De este modo, y centrándose en los ciclos de conducción RDE, las futuras normativas incluirán este tipo de certificación para las emisiones contaminantes, por lo que otra futura vía de investigación sería definir una metodología para la medida de emisiones contaminantes *on-board*. Para ello sería necesario una revisión bibliográfica profunda de los sistemas que permiten este tipo de medidas, de los sistemas de acondicionamiento necesarios, así como de la influencia del uso de dichos sistemas sobre la variabilidad de los resultados.

## Configuración *pre-turbo* de los sistemas de post-tratamiento en motores MEC-Di.

- Con la configuración *pre-turbo* se ha demostrado que es muy elevado el nivel térmico del gas en la entrada de los sistemas de post-tratamiento, por lo que una vía de investigación que se abre en este camino es la evaluación de las emisiones con otros elementos de post-tratamiento en configuración *pre-turbo*, como pueden ser los SCR. Tal y como se ha expuesto, las condiciones térmicas determinan que se produzcan eficientemente las reacciones de hidrólisis y termólisis para descomposición de la urea, así como las reacciones de reducción de NOx en el propio SCR, por lo que esta configuración tendrá efectos muy positivos en el *light-off* de este elemento. Además, los ensayos en condiciones dinámicas de operación se han realizado a través del ciclo NEDC, por lo que parece necesario

extender el uso de esta configuración a ciclos como el WLTC (ciclo de homologación propuesto en las futuras normativas de control de emisiones), donde el rango térmico alcanzado es mucho mayor.

- Con las actuales normativas centrándose en los límites para la emisión numérica de partículas es necesario el desarrollo de un modelo matemático para la estimación de la eficiencia de filtrado en el DPF en este tipo de configuración. Actualmente, en CMT-Motores Térmicos ya existen varios trabajos de investigación centrados en estos aspectos.

### **Inyección de agua antes del DPF en motores MEC-Di.**

- Actualmente, un campo muy activo en la investigación realizada con DPFs es el desarrollo de modelos computacionales para el cálculo del hollín acumulado en este elemento, así como la caída de presión asociada a éste. Estos modelos permiten calcular el momento óptimo para la aplicación de los eventos necesarios para la regeneración del hollín. Tal y como se ha explicado, esta técnica permite extender el tiempo de operación del DPF independientemente de la carga de hollín acumulada, por lo que sería necesario la implementación de un modelo matemático que permitiese tener en cuenta como se reestructura el hollín alojado en los canales del DPF a medida que se realizan las inyecciones de agua y permitiese gestionar el tiempo transcurrido entre eventos de regeneración.

### **Sistema LP-EGR refrigerado en motores MEP-Di.**

- Los posibles trabajos de investigación a seguir a raíz de este estudio están orientados a la optimización del LP-EGR durante condiciones dinámicas de operación. Para ello sería necesario la obtención de modelos matemáticos multivariantes que minimicen la emisión del número de partículas a través del control del momento de encendido de la bujía, la necesaria modificación de los parámetros del VVT, así como de la regulación de aire trasegado.
- Además de la carga homogénea, los motores MEP-Di actuales permiten la operación con dosados pobres (estratificación del combustible), por lo que es muy recomendable empezar a investigar este sistema con estos modos de combustión. En este sentido, actualmente existe en el departamento un motor MEP-Di 2T en fase de desarrollo que permite la operación con estratificación de combustible y barrido uniflujo, por lo que se establece una vía de investigación muy interesante para su abordaje, en términos de emisión de partículas y compuestos contaminantes.

## 8.4. Producción científica

De los estudios realizados para la consecución de esta tesis doctoral, se han derivado una serie de trabajos que, de manera directa o indirecta, han ayudado a la obtención de los resultados presentados en este documento. Estos resultados han sido reflejados en distintos artículos publicados en revistas científico-técnicas de impacto internacional, así como congresos internacionales.

- V. Bermúdez, J.V. Pastor, J.J. López, D. Campos. “*Experimental correlations for transient soot measurement in diesel exhaust aerosol with light extinction, electrical mobility and diffusion charger sensor techniques*”. Measurement Science & Technology 25 (2014), 065204 (13pp).
- V. Bermúdez, J.M. Luján, P. Piqueras, D. Campos. “*Pollutants emission and particle behavior in a pre-turbo aftertreatment light-duty diesel engine*”. Energy 66 (2014), págs. 509-522.
- V. Bermúdez, J.R. Serrano, P. Piqueras, D. Campos. “*Analisis of the influence of pre-DPF water injection technique on pollutants emission*”. Energy 89 (2015), págs. 778–792.
- V. Bermúdez, J.M. Luján, H. Climent, D. Campos. “*Assesment of pollutants emission and aftertreatment efficiency in a GTDi engine including cooled LP-EGR system under different steady-state operating conditions*”. Applied Energy 158 (2015), págs. 459–473.
- V. Bermúdez, J.M. Luján, S. Ruiz, D. Campos, W.G. Linares. “*New European Driving Cycle assessment by means of particle size distributions in a light-duty diesel engine fuelled with different fuel formulations*”. Fuel 140 (2015), págs. 649-659.
- V. Bermúdez, R. Payri, J.J. López, D. Campos, G. Coma, F. Justet. “*Comparative analysis of particle emission with two different injectors in a CAI 2-stroke gasoline engine*”. SAE World Congress (Detroit, USA) (2016), SAE Technical Paper 2016-01-0747.
- V. Bermúdez, J.M. Luján, H. Climent, D. Campos. “*SOI influence over pollutants emission and aftertreatment efficiency in a GTDi engine including EGR rate*”. Submitted to Environmental Science & Technology, (2016).
- V. Bermúdez, J.M. Luján, H. Climent, D. Campos. “*Assesment of pollutants emission and aftertreatment efficiency in a GTDi engine including cooled LP-EGR system under New European Driving Cycle*”. Under preparation.
- V. Bermúdez, D. Campos. “*Experimental mass curve development for particle diameters below 30 nm*”. Under preparation.

# Bibliografía general

- [1] C. C. Chan. “The state of the art of electric and hybrid vehicles”. *Proceedings of the IEEE Transactions on Vehicular Technology* 90 (2002), págs. 247-275 (vid. pág. 2).
- [2] F. Payri y J. M. Desantes, eds. *Motores de combustion interna alternativos*. Reverté, 2011 (vid. págs. 2, 25).
- [3] “Web of ISI knowledge. [http: portal.isiktemperatures](http://portal.isiktemperatures) (15/09/2014)” (2014) (vid. págs. 2, 3, 7).
- [4] K. P. Schindler. “Why do we need the Diesel?” *SAE Technical Paper* 972684 (1997) (vid. pág. 2).
- [5] J. Johnson. “Review of vehicular emission trends”. *SAE International Journal Engines* 8(3) (2015) (vid. pág. 3).
- [6] *Council Directive 70/220/EEC of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by gases from positive-ignition engines of motor vehicles*. (Vid. pág. 3).
- [7] *Council Directive 88/436/EEC of 16 June 1988 amending Directive 70/220/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by gases from engines of motor vehicles (Restriction of particulate pollutant emissions from diesel engines)* (vid. pág. 3).
- [8] *Council Directive 91/441/EEC of 26 June 1991 amending Directive 70/220/EEC on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles* (vid. pág. 3).
- [9] *Directive 94/12/EC of the European Parliament and the Council of 23 March 1994 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Directive 70/220/EEC* (vid. pág. 3).
- [10] *Directive 98/69/EC of the European Parliament and the Council of 13 October 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC* (vid. pág. 3).

- [11] *Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and the Council 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information* (vid. págs. 3, 18).
- [12] *Directive 2008/692/EC, Implementing and Amending Regulation (EC) N. 715/2007 of the European Parliament and of the Council on Type-Approval of Motor Vehicles with Respect to Emissions from Light Passenger and Commercial Vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information* (vid. pág. 3).
- [13] M. Takashi, N. Hideo, I. Toshio, O. Kazuya e I. Seiji. *Exhaust gas recirculating system*. JP2005232996. 2005 (vid. págs. 5, 120).
- [14] M. G. Khair. "A review of Diesel particulate filter technologies". *SAE Technical Paper* 2003-01-2303 (2003) (vid. pág. 5).
- [15] C. I. Davidson, R. F. Phalen y P. A. Solomon. "Airbone particulate matter and human health: a review". *Aerosol Sci. Technol.* 39(1) (2005), págs. 62-78 (vid. págs. 5, 193).
- [16] A. D. Kappos y col. "Health effects of particles in ambient air". *International Journal of Hygiene and Environmental Health* 207(4) (2004), págs. 399 -407 (vid. pág. 5).
- [17] M. N. Subramaniam, V. Joergl, P. Keller, O. Weber, T. Toyoshima y C. L. Vogt. "Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling approach". *SAE Technical Paper* 2009-01-1276 (2009) (vid. págs. 6, 120).
- [18] C. Brustle, M. Downey, M. N. Subramaniam, A. Brickett y D. Tomazic. "Aftertreatment in a pre-turbo position: size and fuel consumption advantage for Tier 4 large-bore Diesel engines". *Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology* (2011) (vid. pág. 6).
- [19] J. M. Desantes, F. Payri, P. Piqueras y J. R. Serrano. *Sistema de filtro de partículas para motor y metodo de reducción de perdida de presión de dicho filtro*. Patent application ES2408243B1. Oficina Española de Patentes y Marcas. Abril 2014 (vid. págs. 6, 11, 158).
- [20] E. Fuentes. "Caracterizacion de la influencia de las condiciones de operacion de motor sobre la distribucion de tamaño de las partículas diesel". Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2006 (vid. págs. 7, 82).
- [21] D. B. Kittelson. "Engines and nanoparticles: a review". *Journal of Aerosol Science* 29 (1998), págs. 575-88 (vid. págs. 7, 26, 82, 143).
- [22] W. G. Linares. "Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operacion del motor diesel". Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013 (vid. págs. 8, 73, 225).

- [23] B. Pla. “Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape mediante sistema de baja presión en motores diesel sobrealimentados”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2008 (vid. pág. 8).
- [24] I. Kolmanovsky, P. Moraal, M. J. van Nieuwstadt y A. G. Stefanopoulou. “Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines”. *Proceedings 18th IFIP Conf. Syst. Modeling and Optimization, Detroit* (1997), págs. 436-445 (vid. pág. 8).
- [25] J. M. Luján, J. Galindo, J. R. Serrano y B. Pla. “A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines”. *Measurement Science & Technology* 19 (2008), pág. 065401 (vid. pág. 8).
- [26] M. Zheng, G. T. Reader y J. G. Hawley. “Diesel engine exhaust gas recirculation a review on advanced and novel concepts”. *Energy Conversion and Management* 45 (2004), págs. 883-900 (vid. pág. 8).
- [27] P. Piqueras. “Contribución al modelado termofluidodinámico de filtros de partículas de flujo de pared”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2010 (vid. págs. 8, 40).
- [28] O. García-Afonso. “Análisis teórico-experimental de la arquitectura pre-turbo de sistema de post-tratamiento en MCIA”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013 (vid. pág. 8).
- [29] C. P. Kolodziej. “Particulate matter emissions from premixed diesel low temperature combustion”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2012 (vid. pág. 8).
- [30] A. Chaloulakou, I. Mavroidis e I. Gavril. “Compliance with the annual NO<sub>2</sub> air quality standards in Athens. Required NO<sub>x</sub> levels and expected health implications.” *Atmospheric Environment* 42 (2008), págs. 454-465 (vid. pág. 17).
- [31] A. N. Bleijenberg y J. M. W. Dings. “European transport: Emission trends and policy responses”. En: *Air pollution in the 21st century Priority issues and policy*. Ed. por T. Schneider. Vol. 72. Studies in Environmental Science. Elsevier, 1998, págs. 579-599 (vid. pág. 17).
- [32] L. Schipper. “Automobile use, fuel economy and CO<sub>2</sub> emissions in industrialized countries: Encouraging trends through 2008?” *Transport Policy* 18(2) (2011), págs. 358-372 (vid. pág. 17).
- [33] P. Rounce, M. Brogan y P. Eastwood. “Gasoline direct injected particulate emissions control at stage 6”. *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions*. IMechE: Woodhead Publishing (2013), págs. 231-250 (vid. pág. 18).
- [34] J. Demuynck, D. Bosteels, M. De Paepe, C. Favre, J. May y S. Verhelst. “Recommendations for the new WLTP cycle based on an analysis of vehicle emission measurements on NEDC and CADC”. *Energy Policy* 49 (2012), págs. 234-242 (vid. pág. 18).

- [35] S. Honardar, H. Busch, T. Schnorbus, C. Severin, A. F. Kolbeck y T. Korfer. “Exhaust temperature management for diesel engines assessment of engine concepts and calibration strategies with regard to fuel penalty”. *SAE Technical Paper* 2011-24-0176 (2011) (vid. pág. 19).
- [36] *AECC Newsletter, November-Dicember 2014*. URL: <http://www.aecc.eu/en/Newsletter/Newsletter.html> (vid. pág. 19).
- [37] *EU Commission CAR2020 Final Report, October 2014* (vid. pág. 19).
- [38] P. Bonnel, M. Weiss y A. Provenza. “In-use emissions Requirements in the new and future european motor vehicle emissions regulations”. *European Commision-Joint Research Center (JRC)* (September 2011), Presentation from SUN conference, Detroit (vid. pág. 19).
- [39] G. Fontaras, V. Franco, P. Dilara, G. Martini y U. Manfredi. “Development and review of Euro 5 passenger car emission factors based on experimental results over various driving cycles”. *Science of The Total Environment* 468–469(0) (2014), págs. 1034-1042 (vid. págs. 19, 35).
- [40] K. Steininger. “Completing european emission targets with RDE test pprocedure for light duty vehicles.” *IQPC International Conference on Real Driving Emissions. Bonn/Germany* (December 2013) (vid. pág. 19).
- [41] C. Wang, H. Xu, J. M. Herreros, J. Wang y R. Cracknell. “Impact of fuel and injection system on particle emissions from a GDI engine”. *Applied Energy* 132 (2014), págs. 178-191 (vid. págs. 19, 28, 193).
- [42] M. Schejbal, J. Stepanek, M. Marek, P. Koci y M. Kubicek. “In-use emissions testing with portable emissions measurements systems (PEMS) in the current and future european vehicle emissions legislation: Overview, underunder principles and expected benefits”. *SAE International Journal of Commercial Vehicles* 7(1) (2014), págs. 199-215 (vid. pág. 19).
- [43] W. H. Crouse, ed. *Automotive emission control*. McGraw-Hill, New York., 1971 (vid. pág. 19).
- [44] F. Klingstedt, K. Arve, K. Eranen y D. U. Murzin. “Toward iimprove catalytic low temperature NOx removal in diesel popower vehicles”. *Accounts of Chemical Research* 39 (2006), págs. 273-282 (vid. pág. 20).
- [45] H. Bosch y F. Janssen. “Formation and control of nitrogen oxides”. *Catalysis Today* 2 (1988), págs. 369-379 (vid. pág. 20).
- [46] J. Warnatz, U. Maas y R. Dibble. *Combustion. Physical and Chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutants emissions*. Springer. 2nd Edition, 2006 (vid. pág. 20).
- [47] G. A. Lavoie, J. B. Heywood y J. C. Keck. “Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines”. *Combustion Science and Technology* 1 (1970), págs. 313-326 (vid. pág. 21).



- 
- [48] F. Garin. "Mechanisms of NO<sub>x</sub> decomposition". *Applied Catalysis, A: General* 222 (2001), págs. 183-219 (vid. pág. 21).
- [49] P. J. Crutzen y C. Bruh. "Catalysis by NO<sub>x</sub> as the main cause of the spring to fall stratosphere ozone decline in the northern hemisphere". *Journal of Physical Chemistry A* 105 (2001), págs. 1579-1582 (vid. pág. 22).
- [50] A. R. Ravishankara. "Introduction: Atmospheric chemistry long-term issues". *Chemical reviews* 103 (2003), págs. 4505-4508 (vid. pág. 22).
- [51] A. Fritz y V. Pitchon. "The current state of research on automotive lean NO<sub>x</sub> catalysis". *Applied Catalysis B: Environmental* 13 (1997), págs. 1-25 (vid. pág. 22).
- [52] D. L. Mauzerall, B. Sultan, N. Kim y D. F. Bradford. "NO<sub>x</sub> emissions from large point sources: variability in ozone production, resulting health damages and economic costs". *Atmospheric Environment* 39 (2005), págs. 2551-2566 (vid. pág. 22).
- [53] C. T. Bowman. "Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion". *Progress in Energy and Combustion Science* 1 (1975), págs. 33-45 (vid. pág. 22).
- [54] D. Kuhnemuth, F. Normann, K. Andersson y F. Johnson. "On the carbon monoxide from a oxy-fuel combustion - Contribution by homogeneous and heterogeneous reactions". *International Journal Of Greenhouse Gas Control* 2014 (25), págs. 33-41 (vid. págs. 23, 204).
- [55] Y. Aoki, S. Sakagami, M. Kawai, N. Takahashi, T. Tanabe y T. Sunada. "Kinetics of engine-generated nitrogen oxides and carbon monoxide". *Proceedings of twelfth international symposium on combustion. Maryland* 603-613 (1968) (vid. págs. 23, 205).
- [56] J. A. Raub. "Health effects of exposure to ambient carbon monoxide". *Chemosphere - Global Change Science* 1(1-3) (1999), págs. 331-351 (vid. pág. 24).
- [57] C. D. Tyree. "Emission levels and catalyst temperatures as a function of ignition-induced misfires". *SAE Technical Paper* 920298 (1992) (vid. pág. 24).
- [58] E. Stevens y R. Steeper. "Piston Wetting in an Optical DISI Engine: Fuel Films, Pool Fires, and Soot Generation". *SAE Technical Paper* 2001-01-1203 (2001) (vid. pág. 24).
- [59] K. H. Kim, S. A. Jahan, E. Kabir y R. Brown. "A review of airborne polycyclic aromatic hydrocarbons (PAHs) and their human health effects". *Environment International* 60 (2013), págs. 71-80 (vid. pág. 25).
- [60] Y. Z. An, Y. Q. Pei, J. Qin, H. Zhao y X. Li. "Kinetic modeling of polycyclic aromatic hydrocarbons formation process for gasoline surrogate fuels". *Energy Conversion and Management* 100 (2015), págs. 249-261 (vid. pág. 25).

- [61] S. Hayano y col. "Formation of hazardous substances and mutagenicity of PAH produced during the combustion process in a diesel engine". *Atmospheric Environment* (1967) 19(6) (1985), págs. 1009-1015 (vid. pág. 25).
- [62] J. Appel, H. Bockhorn y M. Frenklach. "Kinetic modeling of soot formation with detailed chemistry and physics: laminar premixed flames of C<sub>2</sub> hydrocarbons". *Combustion and Flame* 121(1-2) (2000), págs. 122-136 (vid. pág. 25).
- [63] W. H. Lipkea, J. H. Johnson y C. T. Vuk. "The physical and chemical character of diesel particulate Emissions-Measurement techniques and fundamental considerations". *SAE Technical Paper* 780108 (1978) (vid. pág. 25).
- [64] M. Lapuerta, F. J. Martos y J. M. Herreros. "Effect of engine operating conditions on the size of primary particles composing diésel soot agglomerates". *Journal of Aerosol Science* 38(4) (2007), págs. 455-466 (vid. págs. 25, 26, 132, 134).
- [65] M. D. Luque de Castro y F. Priego-Capote. "Soxhlet extraction: Past and present panacea". *Journal of Chromatography* 1217(16) (2010), págs. 2383-2389 (vid. págs. 25, 88).
- [66] A. Robinson, N. Donahue, M. Shrivastava, E. Weitkamp, A. Sage, A. Grieshop, T. Lane, J. Pierce y S. Pandis. "Rethinking organic aerosols: Semivolatile emissions and photochemical aging". *Science* 315(2) (2007), págs. 1259-1262 (vid. pág. 25).
- [67] M. M. Maricq. "Chemical characterization of particulate emission from diesel engines: A review". *Journal of Aerosol Science* 38(11) (2007), págs. 1079-1118 (vid. págs. 26, 135, 145).
- [68] J. C. Stetter, D. E. Foster y J. J. Schauer. "Modern diesel particulate matter measurements and the application of lessons learned to 2007 levels and beyond". *SAE Technical Paper* 2005-01-0194 (2005) (vid. págs. 26, 27, 119).
- [69] J. H. Seinfeld y S. N. Pandis. *Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*. John Wiley & Sons Inc. 2nd Edition. New Jersey: Hoboken, 2006 (vid. págs. 26, 82).
- [70] M. Lapuerta, O. Armas y A. Gómez. "Diesel particle size distribution estimation from digital image analysis". *Aerosol Science and Technology* 37(4) (2003), 369-381(13) (vid. págs. 26, 82).
- [71] G. Hoffmann, B. Befrui, A. Berndorfer, W. F. Piock y D. L. Varble. "Fuel System Pressure Increase for Enhanced Performance of GDi Multi-Hole Injection Systems". *SAE International Journal Engines* 7 (2014), págs. 519-527 (vid. pág. 28).
- [72] M. Costa, L. Marchitto, S. S. Merola y U. Sorge. "Study of mixture formation and early flame development in a research GDI (gasoline direct injection) engine through numerical simulation and UV-digital imaging". *Energy* 77 (2014), págs. 88-96 (vid. pág. 28).

- [73] P. Moulin y J. Chauvin. “Modeling and control of the air system of a turbocharged gasoline engine”. *Control Engineering Practice* 19(3) (2011), págs. 287-297 (vid. pág. 28).
- [74] Z. Zheng, C. Liu, X. Tian y X. Zhang. “Numerical study of the effect of piston top contour on GDI engine performance under catalyst heating mode”. *Fuel* 157 (2015), págs. 64-72 (vid. pág. 28).
- [75] J. M. Luján, H. Climent, R. Novella y M. E. Rivas. “Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine”. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015), págs. 432-443 (vid. págs. 28, 195, 200, 202).
- [76] C. Klessmann. “The evolution of flexibility mechanisms for achieving European renewable energy targets 2020 evaluation of the principle mechanisms”. *Energy Policy* 37(11) (2009), págs. 4966-4979 (vid. pág. 28).
- [77] G. K. Fraidl y P. E. Kapus. “GDi-TC solutions for the worldwide market”. *CTI emissions 2011 Conference. Detroit* (May 2012) (vid. pág. 28).
- [78] G. Nafaji, B. Ghobadian, T. Tavakoli, D. R. Buttsworth, T. F. Yusaf y M. Faizollahnejad. “Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuels using artificial neural network”. *Applied Energy* 86(5) (2009), págs. 630-639 (vid. págs. 28, 193).
- [79] H. Tang, S. Akehurst, C. J. Brace, S. Garrett y L. Smith. “Optimisation of transient response of a gasoline engine with variable geometry turbine turbocharger”. *11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging* (2014), págs. 163-175 (vid. pág. 28).
- [80] S. Lee y S. Park. “Spray atomization characteristics of a GDI injector equipped with a group-hole nozzle”. *Fuel* 137 (2014), págs. 50-59 (vid. pág. 28).
- [81] F. Zhao, M. C. Lai y D. L. Harrington. “Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines.” *Progress in Energy and Combustion Science* 25 (1999), págs. 437-562 (vid. págs. 28, 193).
- [82] T. Li, Y. Gao, J. Wang y Z. Chen. “The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC”. *Energy Conversion and Management* 79 (2014), págs. 59-65 (vid. pág. 28).
- [83] G. Fontana y E. Galloni. “Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine”. *Applied Energy* 86 (2009), págs. 96-105 (vid. págs. 28, 194).
- [84] T. Lake, J. Stokes, R. Murphy, R. Osborne y A. Schamel. “Turbocharging concepts for downsized DI gasoline engines”. *SAE Technical Paper 2004-01-0036* (2004) (vid. págs. 28, 193).
- [85] M. M. Maricq, J. J. Szente y K. Jahr. “The impact of ethanol fuel blends on PM emission from a light-duty GDi vehicle”. *Aerosol Science and Technology* 46 (2012), págs. 576-583 (vid. págs. 28, 193, 195).

- [86] M. Fathi, R. K. Saray y M. D. Checkel. “The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emission of n-heptane/natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines”. *Applied Energy* 87 (2011), págs. 4719-4724 (vid. págs. 28, 194).
- [87] Y. L. Bai, Z. Wang y J. X. Wang. “Part-load characteristics of direct injection spark ignition engine using exhaust gas trap”. *Applied Energy* 87 (2010), págs. 2640-2646 (vid. págs. 28, 194).
- [88] M. Winkler. “Particle number emissions of direct injected gasoline engines”. *IQPC Advanced emission control concepts for gasoline engines. Stuttgart* (May 2012) (vid. pág. 28).
- [89] G. K. Fraidl, P. Hollerer, P. Kapus, M. Ogris y K. Vidmar. “Particle number for EU6+: Challenges and solutions”. *IQPC Advanced emission control concepts for gasoline engines. Stuttgart* (May 2012) (vid. pág. 28).
- [90] Z. Gao, S. J. Curran, J. E. Parks, D. E. Smith, R. M. Wagner, C. S. Daw, K. D. Edwards y J. F. Thomas. “Drive cycle simulation of high efficiency combustions on fuel economy and exhaust properties in light-duty vehicles”. *Applied Energy* (2015). DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.070> (vid. págs. 28, 193).
- [91] K. Nakata. “Future engine technologies for improving fuel Economy”. *SAE High-Efficiency Engine Symposium. Detroit* (April 2011) (vid. pág. 28).
- [92] S. Hou. “Comparison of performances of air standard atkinson and otto cycles with heat transfer considerations”. *Energy Conversion and Management* 48(5) (2007), págs. 1683-1690 (vid. pág. 29).
- [93] E. Galloni, E. Fontana y R. Palmaccio. “Numerical analyses of EGR techniques in a turbocharged spark-ignition engine”. *Applied Thermal Engineering* 39 (2012), págs. 95-104 (vid. pág. 29).
- [94] H. Tsuchida. “Study of low-pressure cooled EGR system for downsizing turbocharged gasoline engine”. *SAE Energy saving & emission reduction forum. Detroit* (November 2014) (vid. pág. 29).
- [95] B. Gradin, H. E. Angstrom, P. Stalhammar y O. E. “Knock supression in a turbocharged SI engine by using colled EGR”. *SAE Technical Paper* 982476 (1998) (vid. págs. 29, 194).
- [96] C. P. Abdul-Gafor y R. Gupta. “Numerical investigation of piston bowl geometry and swirl ratio on emission from diesel engines”. *Energy Conversion and Management* 101 (2015), págs. 541-551 (vid. pág. 29).
- [97] S. Moon, Y. Gao, J. Wang, K. Fezzaa y T. Tsujimura. “Near-field dynamics of high-speed diesel sprays: Effects of orifice inlet geometry and injection pressure”. *Fuel* 133 (2014), págs. 299-309 (vid. pág. 29).
- [98] J. Liu, A. Yao y C. Yao. “Effects of diesel injection pressure on the performance and emissions of a HD common-rail diesel engine fueled with diesel-methanol dual fuel”. *Fuel* 140 (2015), págs. 192-200 (vid. pág. 29).

- [99] R. Payri, F. J. Salvador, J. Gimeno y L. D. Zapata. “Diesel nozzle geometry influence on spray liquid-phase fuel penetration in evaporative conditions”. *Fuel* 87(7) (2008), págs. 1165-1176 (vid. pág. 29).
- [100] R. Payri, J. Gimeno, P. Martí y J. Manin. “Fuel concentration in isothermal Diesel sprays through structured planar laser imaging measurements”. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 34 (2012), págs. 98-106 (vid. pág. 29).
- [101] V. Gnanamoorthi y G. Devaradjane. “Effect of compression ratio on the performance, combustion and emission of DI diesel engine fueled with ethanol and Diesel blend”. *Journal of the Energy Institute* 88(1) (2015), págs. 19-26 (vid. pág. 29).
- [102] S. Ambrosio y A. Ferrari. “Potential of double pilot injection strategies optimized with the design of experiments procedure to improve diesel engine emissions and performance”. *Applied Energy* (2015), págs. -. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.06.050> (vid. pág. 29).
- [103] F. Payri, A. Broatch, J. M. Salavert y J. Martín. “Investigation of Diesel combustion using multiple injection strategies for idling after cold start of passenger-car engines”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34(7) (2010), págs. 857-865 (vid. pág. 29).
- [104] J. M. Luján, V. Bermúdez, C. Guardiola y A. Abbad. “A methodology for combustion detection in diesel engines through in-cylinder pressure derivative signal”. *Mechanical Systems and Signal Processing* 24(7) (2010), págs. 2261-2275 (vid. pág. 29).
- [105] A. Broatch, C. Guardiola, B. Pla y P. Bares. “A direct transform for determining the trapped mass on an internal combustion engine based on the in-cylinder pressure resonance phenomenon”. *Mechanical Systems and Signal Processing* 62-63 (2015), págs. 480-489 (vid. pág. 29).
- [106] S. Oh, K. Min y M. Sunwoo. “Real-time start of a combustion detection algorithm using initial heat release for direct injection diesel engines”. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015), págs. 332-345 (vid. pág. 29).
- [107] J. Benajes, S. Molina, R. Novella y D. De Lima. “Implementation of the Partially Premixed Combustion concept in a 2-stroke HSDI diesel engine fueled with gasoline”. *Applied Energy* 122 (2014), págs. 94-111 (vid. pág. 29).
- [108] A. J. Torregrosa, A. Broatch, A. Garcia y L. F. Monico. “Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI Diesel engines”. *Applied Energy* 104 (2013), págs. 149-157 (vid. pág. 30).
- [109] J. Benajes, J. M. García-Oliver, R. Novella y C. P. Kolodziej. “Increased particle emissions from early fuel injection timing Diesel low temperature combustion”. *Fuel* 94 (2012), págs. 184-190 (vid. pág. 30).

- [110] J. M. Desantes, J. Benajes, J. M. García-Oliver y C. P. Kolodziej. “Effects of intake pressure on particle size and number emissions from premixed diesel low-temperature combustion”. *International Journal of Engine Research* 15(2) (2014), págs. 222-235 (vid. pág. 30).
- [111] T. Shaafi, K. Sairam, A. Gopinath, G. Kumaresan y R. Velraj. “Effect of dispersion of various nanoadditives on the performance and emission characteristics of a CI engine fuelled with diesel, biodiesel and blends: A review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49 (2015), págs. 563-573 (vid. pág. 30).
- [112] B. Choi y X. Jiang. “Individual hydrocarbons and particulate matter emission from a turbocharged CRDI diesel engine fueled with n-butanol/diesel blends”. *Fuel* 154 (2015), págs. 188-195 (vid. pág. 30).
- [113] W. Wang, J. M. Herreros, A. Tsolakis y A. P. E. York. “Increased NO<sub>2</sub> concentration in the diesel engine exhaust for improved Ag/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> catalyst NH<sub>3</sub>–SCR activity”. *Chemical Engineering Journal* 270 (2015), págs. 582-589 (vid. pág. 30).
- [114] H. Sharma y A. Mhadeshwar. “A detailed microkinetic model for diesel engine emissions oxidation on platinum based diesel oxidation catalysts (DOC)”. *Applied Catalysis B: Environmental* 127 (2012), págs. 190-204 (vid. pág. 31).
- [115] C. H. Kim, M. Schmid, S. J. Schmiege, J. Tan y W. Li. “The effect of Pt/Pd ratio on oxidation catalyst under simulate diesel exhaust”. *SAE Technical Paper* 2011-01-1134 (2011) (vid. pág. 31).
- [116] C. Henry, N. Currier, N. Ottinger, A. Yezerets, M. Castagnola, H. Y. Chen y H. Hess. “Decoupling the interactions of hydrocarbons and oxides of nitrogen over diesel oxidation catalyst”. *SAE Technical Paper* 2011-01-1137 (2011) (vid. pág. 31).
- [117] L. Glover, R. Douglas, G. McCullough, G. Keenan, P. Revereault y C. McAtee. “Performance characterization of a range of diesel oxidation catalyst: Effect of Pt/Pd ratio on light-off behavior and nitrogen species formation”. *SAE Technical Paper* 2011-24-0193 (2011) (vid. pág. 32).
- [118] J. Li, T. Szailer, T. Watts, N. Currier y A. Yezerets. “Investigation of the impact of real-world aging on diesel oxidation catalyst”. *SAE International Journal Engines* 5(3) (2012) (vid. pág. 32).
- [119] H. Ahari, M. Zammit, L. Cattani, J. Jacques y T. Pauly. “Cause and effect of reversible deactivation of diesel oxidation catalyst”. *SAE Technical Paper* 2014-01-1518 (2014) (vid. pág. 32).
- [120] R. H. Heck, R. J. Farrauto y S. T. Gulati, eds. *Catalytic air pollution control: commercial technology*. Wiley, 2009 (vid. pág. 33).
- [121] C. Brinkmeier, F. Opferkuch y G. Eigenberger. “Autoabgasreinigung – eine Herausforderung für die Verfahrenstechnik”. *Chemie Ingenieur Technik* 9(77) (2012), págs. 1333-1355 (vid. pág. 33).

- [122] S. Kacimi, J. J. Barbier, R. Taha y D. Duprez. “Oxygen storage capacity of promoted Rh/CeO<sub>2</sub> catalysts: Exceptional behavior of RhCu/CeO<sub>2</sub>”. *Catalysis Letters* 22 (1993), págs. 343-350 (vid. pág. 33).
- [123] Y. Matsuzono, K. Kuroki, T. Nishi, N. Suzuki, T. Yamada, T. Hirota y G. Zhang. “Development of advanced and low PGM TWC system for LEV2 PZ EV and LEV3 SULEV30”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1242 (2012) (vid. pág. 34).
- [124] M. Zammit, J. Wuttke, P. Ravindran y S. Aaltonen. “The effects of catalytic converter location and palladium loading on tailpipe emissions”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1247 (2012) (vid. pág. 34).
- [125] Y. Aoki, S. Sakagami, M. Kawai, N. Takahashi, T. Tanabe y T. Sunada. “Development of advanced zone-coated three-way catalyst”. *SAE Technical Paper* 2011-01-0296 (2011) (vid. pág. 34).
- [126] D. Ball y D. Mosser. “Cold start calibration of current PZEV vehicles and the impact of LEV-III emission regulations”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1245 (2012) (vid. pág. 34).
- [127] C. H. Kim, K. Perry, M. Viola, W. Li y K. Narayanaswamy. “Three-way catalyst design for urealess passive ammonia SCR: Lean-burn SIDI aftertreatment system”. *SAE Technical Paper* 2011-01-0306 (2011) (vid. págs. 34, 35).
- [128] O. Guralp, Q. Qi, W. Li y P. Najt. “Experimental study of NO<sub>x</sub> reduction by passive ammonia-SCR for stoichiometric SIDI engines”. *SAE Technical Paper* 2011-01-0307 (2011) (vid. pág. 34).
- [129] D. Ball, M. Zammit, J. Wuttke y C. Buitrago. “Investigation of LEV-III aftertreatment systems”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 4(1) (2011), págs. 1-8 (vid. pág. 34).
- [130] S. Philip, R. Hoyer, F. Adam, S. Eckhoff, R. Wunsch, C. Schoen y G. Vent. “Exhaust gas aftertreatment for lean gasoline direct injection engines - potential for future applications”. *SAE Technical Paper* 2013-01-1299 (2013) (vid. pág. 35).
- [131] M. V. Twigg. “Advanced integrated exhaust aftertreatment systems and the mechanisms of NO<sub>x</sub> emissions control”. En: *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions*. Ed. por IMechE. Woodhead Publishing, 2013, págs. 219-229. ISBN: 978-1-78242-183-2 (vid. pág. 35).
- [132] T. Korfer, T. Schnorbus, B. Holderbaum y T. Wittka. “Advanced, combined exhaust aftertreatment systems for light-duty diesel engines to meet next emission regulations”. En: *Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions*. Ed. por IMechE. Woodhead Publishing, 2013, págs. 205-217. ISBN: 978-1-78242-183-2 (vid. pág. 35).
- [133] F. Posada, A. Bandivadekar y J. German. “Estimated Cost of Emission Control Technologies for Light-Duty Vehicles Part 2 - Diesel”. *SAE Technical Paper* 2013-01-0539 (2013) (vid. págs. 35, 36).

- [134] B. Guan, R. Zhan, H. Lin y Z. Huang. “Review of state of the art technologies of selective catalytic reduction of NOx from diesel engine exhaust”. *Applied Thermal Engineering* 66(1–2) (2014), págs. 395-414 (vid. págs. 35, 37).
- [135] J. Li, H. Chang, I. Ma, J. Hao y R. T. Yang. “Low-temperature selective catalytic reduction of NOx with NH<sub>3</sub> over metal oxide and zeolite catalyst - A review”. *Catalysis Today* 175(1) (2011). The 6th International Conference on Environmental Catalysis (6th ICEC) Beijing, China, September 12-15, 2010, págs. 147-156 (vid. págs. 36, 129).
- [136] W. R. Miller, J. T. Klein, R. Mueller, W. Doelling y J. Zuerbig. “The Development of urea-SCR technology for US heavy duty trucks”. *SAE Technical Paper* 2000-01-0190 (2000) (vid. pág. 36).
- [137] S. Sebelius, T. T. Le, L. J. Pettersson y H. Lind. “Identification of urea decomposition from an SCR perspective; A combination of experimental work and molecular modeling”. *Chemical Engineering Journal* 231 (2013), págs. 220-226 (vid. pág. 36).
- [138] M. A. Centeno, I. Carrizosa y J. A. Odriozola. “In situ DRIFTS study of the SCR reaction of NO with NH<sub>3</sub> in the presence of O<sub>2</sub> over lanthanide doped V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> catalysts”. *Applied Catalysis B: Environmental* 19(1) (1998), págs. 67-73 (vid. pág. 37).
- [139] E. Alano, E. Jean, Y. Perrot, J.-P. Brunel, N. Ferrand, M. Ferhan, J. Chapel y K. Pajot. “Compact SCR for Passenger Cars”. *SAE Technical Paper* 2011-01-1318 (2011) (vid. pág. 37).
- [140] Q. Guo, W. Jing, Y. Hou, Z. Huang, G. Ma, X. Han y D. Sun. “On the nature of oxygen groups for NH<sub>3</sub>-SCR of NO over carbon at low temperatures”. *Chemical Engineering Journal* 270 (2015), págs. 41-49 (vid. pág. 37).
- [141] A. Bonfils, Y. Creff, O. Lepreux y N. Petit. “Closed-loop control of a SCR system using a NOx sensor cross-sensitive to NH<sub>3</sub>”. *Journal of Process Control* 24(2) (2014), págs. 368-378 (vid. pág. 37).
- [142] P. Forzatti, I. Nova y E. Tronconi. “Removal of NOx from diesel exhausts: the new enhanced NH<sub>3</sub>-SCR reaction”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 3(1) (2010), págs. 654-663 (vid. pág. 37).
- [143] K. Skalska, J. S. Miller y S. Ledakowicz. “Trends in NOx abatement: A review”. *Science of The Total Environment* 408(19) (2010), págs. 3976-3989 (vid. pág. 37).
- [144] V. Prikhodko, J. Pihl, S. Lewis, y J. Parks. “Hydrocarbon fouling of SCR during PCCI combustion”. *SAE International Journal Engines* 5(3) (2012), págs. 947-957 (vid. pág. 37).
- [145] J. Luo, A. Yezerets, C. Henry, H. Hess, K. Kamasamudram, H. Chen y W. S. Epling. “Hydrocarbon poisoning of Cu-Zeolite SCR catalyst”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1096 (2012) (vid. pág. 37).



- [146] W. Tang, X. Huang y S. Kumar. "Sulfur effect and performance recovery of a DOC+CSF+Cu-Zeolite SCR system". *US Department of Energy, Directions in engine efficiency and emissions research (DEER) conference. Detroit.* (December 2011) (vid. pág. 37).
- [147] D. Fang, F. He, D. Mei, Z. Zhang, J. Xie y H. Hu. "Thermodynamic calculation for the activity and mechanism of Mn/TiO<sub>2</sub> catalyst doped transition metals for SCR at low temperature". *Catalysis Communications* 52 (2014), págs. 45-48 (vid. pág. 37).
- [148] S. M. Lee, S. S. Kim y S. C. Hong. "Systematic mechanism study of the high temperature SCR of NO<sub>x</sub> by NH<sub>3</sub> over a W/TiO<sub>2</sub> catalyst". *Chemical Engineering Science* 79 (2012), págs. 177-185 (vid. pág. 37).
- [149] L. Postrioti, G. Brizi, C. Ungaro, M. Mosser y F. Bianconi. "A methodology to investigate the behaviour of urea-water sprays in high temperature air flow for SCR de-NO<sub>x</sub> applications". *Fuel* 150 (2015), págs. 548-557 (vid. pág. 37).
- [150] J. Han, E. Kim, T. Lee, J. Kim, N. Ahn y H. S. Han. "Urea-SCR catalyst with improve low temperature activity". *SAE Technical Paper* 2011-01-1315 (2014) (vid. pág. 37).
- [151] T. Johannessen. "Next generation SCR system for fuel-efficient NO<sub>x</sub> reduction". *Presentation at SAE Light-Duty diesel emissions symposium. Detroit* (November 2011) (vid. pág. 37).
- [152] A. Manigrasso, N. Fouchal, P. Darcy y P. Da Costa. "Hysteresis effect study on diesel oxidation catalyst for a better efficiency of SCR systems". *Catalysis Today* 191(1) (2012), págs. 52-58 (vid. pág. 39).
- [153] B. Shen, J. Chen, S. Yue y G. Li. "A comparative study of modified cotton biochar and activated carbon based catalysts in low temperature SCR". *Fuel* 156 (2015), págs. 47-53 (vid. pág. 39).
- [154] Y. Tsukamoto, H. Nishioka, D. Imai, Y. Sobue, N. Takagi, T. Tanaka y T. Hamaguchi. "Development of new concept catalyst for low CO<sub>2</sub> emission diesel engine using NO<sub>x</sub> adsorption at low temperatures". *SAE Technical Paper* 2012-01-0370 (2012) (vid. pág. 39).
- [155] G. Bisaiji, K. Yoshida, M. Inoue, K. Umemoto y T. Fukuma. "Development of Di-Air - A new diesel deNO<sub>x</sub> system by adsorbed intermediate reductants". *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 5(1) (2012), págs. 380-388 (vid. pág. 39).
- [156] M. Inoue, T. Fukuma, Y. Bisaiji y K. Yoshida. "Di-Air: The new deNO<sub>x</sub> system for future emission compliance". *20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology* (October 2011) (vid. pág. 39).
- [157] L. Olsson, M. Fredriksson y R. J. Blint. "Kinetic modeling of sulfur poisoning and regeneration of lean NO<sub>x</sub> traps". *Applied Catalysis B: Environmental* 100(1-2) (2010), págs. 31-41 (vid. pág. 39).

- [158] T. Umeno, M. Hanzawa, Y. Hayashi y M. Hori. “Development of new lean NO<sub>x</sub> Trap technology with high sulfur resistance”. *SAE Technical Paper* 2014-01-1526 (2014) (vid. pág. 40).
- [159] J. R. Theis, M. Dearth y R. McCabe. “LNT+SCR catalyst systems optimized for NO<sub>x</sub> conversion on diesel applications”. *SAE Technical Paper* 2011-01-0305 (2011) (vid. pág. 40).
- [160] W. Tang, X. Huang y S. Kumar. “Lean NO<sub>x</sub> reduction with dual layer LNT/SCR catalyst.” *US Department of Energy, Directions in engine efficiency and emissions research (DEER) conference. Dearborne (MI)* (2012) (vid. pág. 40).
- [161] T. Morita, N. Suzuki, N. Satoh, K. Wada y H. Ohno. “Study of low NO<sub>x</sub> emission control using newly developed lean NO<sub>x</sub> catalyst for diesel engine”. *SAE Technical Paper* 2007-01-0239 (2007) (vid. pág. 40).
- [162] M. J. Murtagh. “Diesel particulate filters (DPF): A short course”. *Ann Arbor (MI). University of Leeds* (2002) (vid. pág. 40).
- [163] O. Salvat, P. Marez y G. Belot. “Passenger car serial application of a particulate filter system on a common rail Direct Injection Diesel Engine”. *SAE Technical Paper* 2000-01-0473 (2000) (vid. pág. 41).
- [164] J. Howitt y M. Montierth. “Cellular ceramic diesel particulate filter”. *SAE Technical Paper* 81104 (1981) (vid. pág. 41).
- [165] H. Okazoe, T. Yamada, K. Niimura, Y. Watanabe, A. Itoh, K. Shimato y T. Komori. “Study of SiC application to diesel particulate filter (Part 2): Engine test results”. *SAE Technical Paper* 930361 (1993) (vid. pág. 41).
- [166] M. Pfeifer, M. Votsmeier, M. Kogel, P. C. Spurk, E. S. Lox y J. F. Knoth. “The second generation of catalyzed diesel particulate filter systems for passenger cars - Particulate filters with integrated oxidation catalyst function”. *SAE Technical Paper* 2005-01-1756 (2005) (vid. pág. 41).
- [167] T. Boger, J. Jamison, J. Warkins, N. Golomb, C. Warren y A. Heybel. “Next generation aluminum Titanate filter with significantly reduced pressure drop”. *SAE International Journal Engines* 2011-01-0816 (2011) (vid. pág. 41).
- [168] J. M. Luján, V. Bermúdez, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Experimental assessment of a pre-turbo aftertreatment configuratios in a single stage turbocharged diesel engine. Part 1: Steady-state operation”. *Energy* 80 (2015), págs. 599-613 (vid. págs. 41, 120).
- [169] J. M. Luján, J. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Experimental assessment of a pre-turbo aftertreatment configuration in a single stage turbocharged diesel engine. Part 2: Transient operation”. *Energy* 80 (2015), págs. 614-627 (vid. págs. 41, 120, 139).
- [170] T. C. Watling, M. R. Ravenscroft y G. Avery. “Development, validation and application of a model for an SCR catalyst coated diesel particulate filter”. *Catalysis Today* 188(1) (2012), págs. 32-41 (vid. pág. 41).

- [171] M. Folic y K. Johansen. “SCR-DPF iintegration for diesel exhaust performance and perspectives for high SCR loadings”. *US Department of Energy, Directions in engine efficiency and emissions research (DEER) conference. Dearborne (MI)*. (2012) (vid. pág. 41).
- [172] A. Walker. “Current and future trends in catalyst-based emission control system Design”. *Presentation at SAE Heavy-Duty diesel emissions symposium. Detroit* (September, 2012.) (vid. pág. 41).
- [173] U.-E. 590:2014. *Combustibles para automoción. Requisitos y métodos de ensayo*. (2014) (vid. págs. 64, 129).
- [174] Z. G. Liu, V. N. Vasys y D. B. Kittelson. “Nuclei-mode particulate emissions and their response to fuel sulfur content and primary dilution during transient operations of old and modern diesel engines”. *Environmental Science & Technology* 41(18) (2007), págs. 6479-6483 (vid. págs. 64, 145).
- [175] D. B. Kitelson, M. Arnold y W. F. Watts. “Review of Diesel Particulate Matter Sampling Method: Final Report.” *University of Minnesota, Department of Mechanical Engineering. Center for Diesel Research* (1999) (vid. pág. 64).
- [176] M. Hirata. “The contribution of engine oil to emission-controlled vehicles”. *Tribology International* 27(1) (1994), págs. 45-50 (vid. pág. 64).
- [177] J. D. Anderson, B. G. A. Wedekind, D. Hall, R. Stradling, C. Barnes y G. Wilson. “Particle research progprogram. Sampling and measurement experiences”. *SAE Technical Report 2000-01-2850* (2000) (vid. pág. 64).
- [178] *STARS Engine - Test Automation System for Engine Testing. HORIBA GmbH. User Manual*. (Vid. pág. 65).
- [179] *ABB Sensyflow. Thermal air-mass flowmeter for test rigs and quality assurance. Operation and Service manual*. (Vid. pág. 65).
- [180] M. Nabavi y K. Siddiqui. “A critical review on advanced velocity measurement techniques in pulsating flow”. *Measurement Science and Technology* 21 (2010), pág. 042002 (vid. pág. 65).
- [181] *AVL 733S Dynamic Fuel Meter. AVL LIST GMBH. Graz. User Manual*. (Vid. pág. 65).
- [182] J. Galindo, V. Bermúdez, J. R. Serrano y J. J. López. “Cycle to cycle diesel combustion characterisation during engine transient operation”. *SAE Technical Paper 2001-01-3262* (2001) (vid. pág. 65).
- [183] J. M. Desantes, J. Arrègle, S. Molina y M. Lejeune. “Influence of the EGR rate, oxygen concentration and equivalent Fuel/Air ratio on the combustion behavior and pollutant emissions of a heavy-duty diesel engine”. *SAE International 2000-01-1813* (2000) (vid. pág. 66).

- [184] M. Lapuerta, J. J. Hernandez y F. Gimenez. "Evaluation of exhaust gas recirculation as a technique for reducing diesel engine NO<sub>x</sub> emission." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 214(1) (2000), págs. 85-93 (vid. pág. 66).
- [185] HORIBA MEXA 7100-DEGR. *Regulated Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual.* (Vid. págs. 67, 122, 195).
- [186] HORIBA MEXA 6000 F-TIR. *FTIR Engine Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual.* (Vid. págs. 67, 122, 159).
- [187] AVL 2001. *Smoke measurement. AVL LIST GmbH. Graz.* (Vid. pág. 70).
- [188] AVL 439 *Opacimeter. AVL LIST GmbH. Graz. User Manual.* (Vid. págs. 70, 90, 159).
- [189] HORIBA MEXA 1230-PM. *Particle Matter Exhaust Gas Analyzer. HORIBA GmbH. User Manual.* (Vid. pág. 71).
- [190] TSI. *Model DCS-100. Diffusion charging sensor. Operation and Service Manual* (vid. págs. 72, 90, 92).
- [191] R. M. Montajir, T. Kusaka, Y. Bamba y M. Adachi. "A new concept for real-time measurement of particulate matter (Soot and SOF)". *SAE Technical Paper* 2005-01-3605 (2005) (vid. págs. 72, 90).
- [192] DEKATI. *Model FPS-4000. Fine Smart Particle Sampler. User manual.* (Vid. págs. 72, 196).
- [193] TSI. *Model EEPS-3090. Engine Exhaust Particle Sizer Spectrometer. Operation and Service Manual.* (Vid. págs. 72, 90, 122, 159, 196).
- [194] P. Mikkanen, M. Moisio, J. Keskinen, J. Ristimäki y M. Marjamäki. "Sampling method for particle measurements of vehicle exhaust". *SAE Technical Paper* 2001-01-0219 (2001) (vid. pág. 73).
- [195] J. Pyykonen, M. Miettinen, O. Sippula y A. Leskinen. "Nucleation in a perforated tube diluter". *Journal of Aerosol Science* 38(2) (2007), págs. 172-191 (vid. pág. 73).
- [196] B. Giechaskiel, L. Ntziachristos y Z. Samaras. "Calibration and modelling of ejector dilutors for automotive exhaust sampling". *Measurement Science and Technology* 15(11) (2004), págs. 2199-2206 (vid. pág. 73).
- [197] I. S. Abdul-Khalek, D. B. Kittelson y F. Brear. "The Influence of dilution conditions on diesel exhaust particle size distribution measurements". *SAE International* 1999-01-1142 (1999) (vid. pág. 73).
- [198] J. M. Desantes, V. Bermúdez, S. Molina y W. G. Linares. "Methodology for measuring exhaust aerosol size distributions using an engine test under transient operating conditions". *Measurement Science and Technology* 22(11) (2011), pág. 115101 (vid. págs. 73, 143).

- [199] U. Mathis, M. Mohr y R. Zenobi. “Effect of organic compound on nanoparticle formation in diluted diesel exhaust”. *Atmospheric Chemistry and Physics* 4(3) (2004), págs. 609-620 (vid. págs. 73, 145).
- [200] R. M. Montajir, T. Kawai, Y. Goto y M. Odaka. “Thermal conditioning of exhaust gas: Potential for stabilizing diesel Nano-Particles”. *SAE Technical Paper* 2005-01-0187 (2005) (vid. pág. 74).
- [201] T. Johnson, R. Caldow, A. Pocher, A. Mirme y D. & Kittelson. “An engine exhaust particle sizer spectrometer for transient emission particle measurements”. *SAE Technical Paper* 2004-01-1341 (2004) (vid. págs. 74, 89).
- [202] IAG. *Model MSJ02-HL heated gas junction with heated line controllers. Operating Manual* (vid. págs. 74, 122, 159, 195).
- [203] J. Arrègle, V. Bermúdez, J. R. Serrano y E. Fuentes. “Procedure for engine transient cycle emission testing in real time”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 30 (2006), págs. 485-96 (vid. págs. 76, 89).
- [204] J. A. Nelder y R. Mead. “A simplex method for function minimization”. *Computer Journal* 7 (1965), págs. 308-313 (vid. pág. 82).
- [205] G. Buonanno, M. DellIsola, L. Stabile y A. Viola. “Critical aspects of the uncertainty budget in the gravimetric PM measurements”. *Measurement* 44 (2011), págs. 139-147 (vid. pág. 88).
- [206] J. J. Swanson, D. B. Kittelson, W. F. Watts, D. D. Gladis y M. V. Twigg. “Influence of storage and release on particle emissions from new and used CRTs”. *Atmospheric Environment* 43(26) (2009), págs. 3998-4004 (vid. pág. 88).
- [207] R. Högström, P. Karjalainen, J. Yli-Ojanpera, A. Rostedt, M. Heinonen, J. L. Makelab y J. Keskinenb. “Study of the PM Gas-Phase Filter Artifact Using a Setup for Mixing Diesel-Like Soot and Hydrocarbons”. *Aerosol Science and Technology* 46(9) (2012), págs. 1045-1052 (vid. pág. 88).
- [208] J. P. R. Symonds, K. S. Reavell, J. S. Olfert, B. W. Campbell y S. L. Swift. “Diesel soot mass calculation in real-time with a differential mobility spectrometer”. *Aerosol Science* 38(1) (2007), págs. 52-68 (vid. pág. 88).
- [209] J. J. Schauer, C. C. G., D. B. Kittelson, J. P. Johnson y W. F. Watts. “Impact of Ambient Temperatures and Driving Conditions on the Chemical Composition of Particulate Matter Emissions from Non-Smoking Gasoline-Powered Motor Vehicles”. *Aerosol Science and Technology* 42(3) (2008), págs. 210-223 (vid. pág. 88).
- [210] K. M. Cheung, A. Polidori, L. Ntziachristos, T. Tzamkiozis, Z. Samaras, F. R. Cassee, M. Gerlofs y C. Sioutas. “Chemical Characteristics and Oxidative Potential of Particulate Matter Emissions from Gasoline, Diesel, and Biodiesel Cars”. *Environmental Science & Technology* 43(16) (2009), págs. 6334-6340 (vid. pág. 88).

- [211] H. A. Beck, R. Niessner y C. Haisch. “Development and characterization of a mobile photoacoustic sensor for on-line soot emission monitoring in diesel exhaust gas”. *Analytical and Bioanalytical Chemistry* 375(8) (2003), págs. 1136-1143 (vid. pág. 88).
- [212] D. A. Lack, E. R. Lovejoy, T. Baynard, A. Pettersson y A. R. Ravishankara. “Aerosol Absorption Measurement using Photoacoustic Spectroscopy: Sensitivity, Calibration, and Uncertainty Developments”. *Aerosol Science and Technology* 40(9) (2006), págs. 697-708 (vid. pág. 88).
- [213] B. Bougie, L. C. Ganippa, A. P. van Vliet, W. L. Meerts, N. J. Dam y J. J. ter Meulen. “Soot particulate size characterization in a heavy-duty diesel engine for different engine loads by laser-induced incandescence”. *Proceedings of the Combustion Institute* 31(1) (2007), págs. 685-691 (vid. pág. 88).
- [214] N. Moteki e Y. Kondo. “Dependence of Laser-Induced Incandescence on Physical Properties of Black Carbon Aerosols: Measurements and Theoretical Interpretation”. *Aerosol Science and Technology* 44(8) (2010), págs. 663-675 (vid. pág. 88).
- [215] J. S. Kinsey, W. A. Mitchell, W. C. Squier, K. Linna, F. G. King, R. Logan, Y. Dong, G. J. Thompson y N. N. Clark. “Evaluation of methods for the determination of diesel-generated fine particulate matter: Physical characterization results”. *Journal of Aerosol Science* 37(1) (2006), págs. 63-87 (vid. pág. 88).
- [216] S. Xu, N. Clark, M. Gautam y S. Wayne. “Comparison of heavy-duty truck diesel particulate matter measurement: TEOM and traditional filters”. *SAE Technical Paper* 2005-01-2153 (2005) (vid. pág. 88).
- [217] G. Biskos, R. Reavell y N. Collings. “Unipolar diffusion charging of aerosol particles in the transition regime”. *Journal of Aerosol Science* 36(2) (2005), págs. 247-265. ISSN: 0021-8502 (vid. pág. 88).
- [218] H. Kaminski y col. “Comparability of mobility particle sizers and diffusion chargers”. *Journal of Aerosol Science* 57 (2013), págs. 156-178 (vid. pág. 88).
- [219] J. Yli-Ojanpera, J. Kannosto, M. Marjamaki y J. Keskinen. “Improving the nanoparticle resolution of the ELPI”. *Aerosol and Air Quality Research* 10(4) (2010), págs. 360-366 (vid. pág. 88).
- [220] M. Moisio, J. Hautanen, A. Virtanen, M. Marjamaki y J. Keskinen. “Electrical low pressure impact data processing: effect of particle density”. *Journal of Aerosol Science* 28 (1997), págs. 143-144 (vid. pág. 88).
- [221] S. C. Wang y R. C. Flagan. “Scanning electrical mobility spectrometer”. *Aerosol Science and Technology* 13 (1990), págs. 230-240 (vid. pág. 89).
- [222] K. O. Lee, R. Cole y R. Sekar. “Detailed characterization of morphology and dimensions of diesel particulates via thermophoretic sampling”. *SAE Technical Paper* 2002-01-3572 (2002) (vid. pág. 89).

- [223] V. R. Christian, F. Knopf, A. Jaschek y W. Schindler. “Eine neue Meßmethodik der Bosch-Zahl mit erhöhter Empfindlichkeit”. *Motortechnische Zeitschrift* 54 (1993), págs. 16-22 (vid. pág. 89).
- [224] A. Y. Snegirev, G. M. Makhviladze y J. P. Roberts. “The effect of particle coagulation and fractal structure on the optical properties and detection of smoke”. *Fire and Safety Journal* 36 (2001), págs. 73-95 (vid. pág. 89).
- [225] Z. Q. Zhou, T. U. Ahmed y M. Y. Choi. “Measurement of dimensionless soot extinction constant using a gravimetric sampling technique”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 18 (1998), págs. 27-32 (vid. pág. 89).
- [226] AVL 415S. *Smoke Meter. The New correlation Curve*. [www.avl.com](http://www.avl.com) (vid. pág. 89).
- [227] V. Bermúdez, J. M. Luján, J. R. Serrano y B. Pla. “Transient particle emission measurement with optical techniques”. *Measurement Science and Technology* 19 (2008), pág. 065404 (vid. pág. 89).
- [228] P. A. Baron y K. Willeke. *Aerosol measurement: Principles, techniques, and applications*. New York: Wiley-Interscience, 2001 (vid. págs. 92, 100).
- [229] K. Siegmann y H. C. Siegman. “Fast and reliable in situ evaluation of particles and their surface with special reference to diesel exhaust.” *SAE Technical Paper* 2000-01-1995 (2000) (vid. pág. 93).
- [230] D. M. Roessler. “Diesel particle mass concentration by optical techniques”. *Applied optics* 21(22) (1982), págs. 4077-86 (vid. pág. 94).
- [231] M. Mohr, D. Matter y H. Burtcher. “Efficient Multiple Charging of Diesel Particles by Photoemission”. *Aerosol Science and Technology* 24(1) (2003), págs. 14-20 (vid. pág. 95).
- [232] F. J. Alguacil y M. Alonso. “Multiple charging of ultrafine particles in a corona charger”. *Journal of Aerosol Science* 37(7) (2006), págs. 875-884 (vid. pág. 95).
- [233] D. Park, M. An y J. Hwang. “Development and performance test of a unipolar diffusion charger for real-time measurements of submicron aerosol particles having a log-normal size distribution”. *Journal of Aerosol Science* 38(12) (2007), págs. 1240-1245 (vid. pág. 100).
- [234] W. C. Hinds. *Aerosol technology: Properties, behavior, and measurement of airborne particles*. New York: Wiley, 1999 (vid. págs. 100, 145).
- [235] F. Payri, V. Bermúdez, J. M. Salavert y W. G. Linares. “Evaluation of non-volatile nucleation particles in a HSDI engine over transient operating condition”. *Proceedings of the 15th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticle. Zurich* (2011) (vid. pág. 105).
- [236] *STATGRAPHICS Centurion XVI. User Manual*. (Vid. pág. 105).

- [237] M. Martin y U. Lehmann. "Comparison study of particle measurement systems for future approval application. Swiss contribution to GRPE particle measurement programme (GRPE-PMP CH5)". *Laboratory for internal combustion engines and furnaces. Research report 202779*. (2003) (vid. pág. 108).
- [238] M. Jones. "Advanced opacimeters: their potential role in future emission testing legislation for Diesel vehicles." *Proceedings of the 6th ETH Conference on Nanoparticle Measurement. Zurich* (2000) (vid. pág. 108).
- [239] ISO-11614. *Reciprocating internal combustion compression-ignition engines — Apparatus for measurement of the opacity and for determination of the light absorption coefficient of exhaust gas* () (vid. pág. 108).
- [240] V. Bermúdez, J. M. Luján, B. Pla y W. G. Linares. "Effects of low pressure exhaust gas recirculation on regulated and unregulated gaseous emissions during NEDC in a light-duty diesel engine". *Energy* 36(1) (2011), págs. 5655-5665 (vid. págs. 119, 194).
- [241] W. Knetch. "Diesel engine development in view of reduce emission standars". *Energy* 33(2) (2008), págs. 264-271 (vid. pág. 119).
- [242] J. Benajes, R. Novella, D. De Lima, P. Tribott, N. Quenchonb, P. Oberneser y V. Dugue. "Analysis of the combustion process, pollutants emissions and efficiency of an innovative 2-stroke HSDI engine dedesign for automotive applications." *Applied Thermal Engineering* 58 (2013), págs. 181-93 (vid. pág. 119).
- [243] X. Lu, Y. Qian, Z. Yang, D. Han, L. Ji y X. Zhou. "Experimental study on compound HCCI (homogeneous charge compression ignition) combustion fueled with gasoline and diesel blends". *Energy* 64(1) (2014), págs. 707-718 (vid. pág. 119).
- [244] J. Galindo, J. M. Luján, J. R. Serrano y V. Dolz. "Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine". *Applied Thermal Engineering*, 28(8) (2008), págs. 863-875 (vid. pág. 119).
- [245] T. V. Johnson. "Review of Vehicular Emissions Trends". *SAE Technical Paper* 2015-01-0993 (2015) (vid. pág. 119).
- [246] A. G. Konstandopoulos, M. Kostoglou, N. Vlachos y E. Kladopoulou. "Advances in the science and technology of diesel particulate filter simulation". *Advances in Chemical Engineering* 33 (2007). Ed. por G. B. Marin, págs. 213-294 (vid. págs. 119, 135).
- [247] K. Tsuneyoshi y K. Yamamoto. "A study on the cell structure and the performances of wall-flow diesel particulate filter". *Energy* 48(1) (2012), págs. 492-499 (vid. págs. 119, 157).



- [248] G. Mazzearella, F. Ferraraccio, M. V. Prati, S. Annunziata, A. Biancod, A. Mezzogiornoe, G. Liguorif, I. F. Angelilloe y M. Cazzolag. “Effects of diesel exhaust particles on human lung epithelial cells: An in vitro study”. *Respiratory Medicine* 101 (2007), págs. 1155-1162 (vid. pág. 119).
- [249] K. Ogyu, K. Ohno, S. Hong y T. Komori. “Ash storage capacity enhancement of diesel particulate filter”. *SAE Technical Paper* 2004-01-949 (2004) (vid. pág. 119).
- [250] J. R. Serrano, F. J. Arnau, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Packed bed of spherical particles approach for pressure drop prediction in wall-flow DPFs (diesel particulate filters) under soot loading conditions”. *Energy* 58(0) (2013), págs. 644 -654 (vid. págs. 119, 157, 158, 172, 176).
- [251] J. Galindo, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Heat transfer modelling in honeycomb wall-flow diesel particulate filters”. *Energy* 43(1) (2012), págs. 201-13 (vid. pág. 119).
- [252] S. Lorentzou, C. Pagkoura, A. G. Konstandopoulos y J. Boettcher. “Advanced catalyst coatings for diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper* 2008-01-0843 (2008) (vid. pág. 119).
- [253] M. C. Law, A. Clarke y C. P. Garner. “The effects of soot properties on the regeneration behaviour of wall-flow diesel particulate filters”. *J. Automobile Engineering* 218(12) (2004), págs. 1513-1524 (vid. págs. 119, 147).
- [254] A. Setiabudi, M. Makkee y J. A. Moulijn. “The role of NO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> in the accelerated combustion of soot in diesel exhaust gases”. *Applied Catalysis B: Environmental* 50(3) (2004), págs. 185-194 (vid. pág. 120).
- [255] S. Choi, K. Oh y C. Lee. “The effects of filter porosity and flow conditions on soot deposition/oxidation and pressure drop in particulate filters”. *Energy* 77(0) (2014), págs. 327-337 (vid. pág. 120).
- [256] M. Lapuerta, J. Rodríguez-Fernandez y F. Oliva. “Effects of soot accumulation in a diesel particle filter on the combustion process and gaseous emission”. *Energy* 47 (2012), págs. 543-552 (vid. págs. 120, 174).
- [257] F. Payri, J. M. Desantes, J. Galindo y J. R. Serrano. *Exhaust manifold of a turbo-supercharged reciprocating engine*. Patent application P200900483. Oficina Española de Patentes y Marcas. February 2009 (vid. pág. 120).
- [258] R. E. Windsor y K. J. Baumgard. *Internal combustion engine with dual particulate traps ahead of turbocharger*. Patent Application Publication, US 2009/0151328 A1, United States. 2009 (vid. pág. 120).
- [259] V. Bermúdez, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Assesment by means of gas dynamic modeling of a pre-turbo DPF configuration in a turbocharged HSDI diesel engine under full-load transient operation”. *Journal Automobile Engeneering*. 225 (2011) (vid. págs. 120, 132).

- [260] F. Payri, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Performance Analysis of a Turbocharged heavy duty Diesel Engine with a pre-turbo DPF Configuration”. *SAE Technical Paper* 2011-37-0004 (2011) (vid. pág. 120).
- [261] V. Joergl, P. Keller, O. Weber, K. Mueller-Hass y R. Konieczny. “Influence of pre turbo catalyst design on Diesel engine performance, emissions, and fuel economy”. *SAE Technical Paper* 2008-01-0071 (2008) (vid. pág. 120).
- [262] B. Carberry, G. Grasi, S. Guerin, F. Jayat y R. Konieczny. “Pre-turbocharger catalyst – fast catalyst light-off evaluation”. *SAE Technical Paper* 2005-01-2142 (2005) (vid. pág. 120).
- [263] V. Bermúdez, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Influence of DPF soot loading on engine performance with a pre-turbo aftertreatment exhaust line”. *SAE Technical Paper* 2012-01-0362(0) (2012) (vid. pág. 120).
- [264] J. Serrano, H. Climent, P. Piqueras y E. Angiolini. “Analysis of fluid-dynamic guidelines in diesel particulate filter sizing for fuel consumption reduction in post-turbo and pre-turbo placement”. *Applied Energy* 132 (2014), págs. 507-523 (vid. pág. 120).
- [265] T. V. Johnson. “Review of diesel emissions and control”. *International Journal of Engine Research* 10(5) (2009), págs. 275-285 (vid. pág. 126).
- [266] J. Benajes, J. J. López, R. Novella y P. Redón. “Comprehensive modeling study analyzing the insights of the NO-NO<sub>2</sub> conversion process in current diesel engines”. *Energy Conversion and Management* 84 (2014), págs. 691-700 (vid. pág. 129).
- [267] Z. Guo, Y. Xie, I. Hong y J. Kim. “Catalytic oxidation of NO to NO<sub>2</sub> on activated carbon”. *Energy Conversion and Management* 42(15-17) (2001), págs. 2005-2018 (vid. pág. 129).
- [268] G. Yao, F. Wang, X. Wang y K. Gui. “Magnetic field effects on selective catalytic reduction of NO by NH<sub>3</sub> over Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> catalyst in a magnetically fluidized bed”. *Energy* 35(5) (2010), págs. 2295-2300 (vid. pág. 129).
- [269] S. S. Verma. “Parametric studies on N<sub>2</sub>O formation and destruction mechanisms”. *Energy Conversion and Management* 43(13) (2002), págs. 1737-1746 (vid. pág. 129).
- [270] J. Galindo, J. M. Luján, J. R. Serrano y V. Dolz. “Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes.” *Applied Thermal Engineering* 26(1) (2006), págs. 66-76 (vid. pág. 132).
- [271] J. M. Desantes, V. Bermúdez, J. V. Pastor y E. Fuentes. “Methodology for measuring exhaust aerosol size distributions from heavy duty diesel engines by means of a scanning mobility particle sizer”. *Measurement Science and Technology* 15(10) (2004), 2083–2098 (vid. pág. 133).

- [272] J. L. Kaltz. “Condensation of a supersaturated vapour. I. The homogeneous nucleation of n-alkanes.” *Journal of chemical Physics* 52 (1970), págs. 4733- (vid. pág. 134).
- [273] C. Beatrice, S. Di Iorio, C. Guido y P. Napolitano. “Detailed characterization of particulate emissions of an automotive catalyzed DPF using actual regeneration strategies”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 39(0) (2012), págs. 45-53 (vid. págs. 136, 147, 157, 184).
- [274] E. Ohara, Y. Mizuno, Y. Miyairi, T. Mizunati, K. Yuuki, Y. Noguchi, T. Hiramatsu, M. Makino, A. Takahashi y S. H. “Filtration behavior of diesel particulate filters (1)”. *SAE Technical Paper* 2007-01-0921 (2007) (vid. pág. 136).
- [275] P. Tandon, A. Heibel, J. Whitmore, N. Kekre y K. Chithapragada. “Measurement and prediction of filtration efficiency evolution of soot loaded diesel particulate filters”. *Chemical Engineering Science* 65 (16) (2010), págs. 4751-4760 (vid. págs. 137, 157, 176, 177).
- [276] A. Abánades, C. Rubbia y D. Salmieri. “Technological challenges for industrial development for hydrogen production based on methane cracking”. *Energy* 46(1) (2012), págs. 359-63 (vid. pág. 141).
- [277] F. Payri, V. Bermúdez, B. Tormos y W. G. Linares. “Hydrocarbon emissions speciation in diesel and biodiesel exhausts”. *Atmospheric Environment* 43(6) (2009), págs. 1273-1279 (vid. pág. 141).
- [278] T. Li, H. Izumi, T. Shudo y H. Ogawa. “Characteristics of unregulated toxic emissions from ultrahigh EGR low temperature diesel combustion and effects of exhaust catalyst”. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*. 73 (2007), págs. 1129-34 (vid. pág. 142).
- [279] B. Giechaskiel, P. Dilara, E. Sandbach y J. Andersson. “Particle measurement programme (PMP) light-duty inter-laboratory exercise: comparison of different particle number measurement systems”. *Measurement Science and Technology* 19 (2008), pág. 095401 (vid. págs. 143, 193).
- [280] K. Vaaraslahti, A. Virtanen, J. Ristimäki y J. Keskinen. “Nucleation mode formation in heavy-duty diesel exhaust with and without a particle filter”. *Environmental Science & Technology* 38 (2004), págs. 4884-4890 (vid. pág. 144).
- [281] A. Durán, A. de Lucas, M. Carmona, M. J. Ramos y O. Armas. “Accuracy of the european standard method to measure the amount of DPM emitted to the atmosphere”. *Fuel* 81(16) (2002), págs. 2053-2060 (vid. pág. 145).
- [282] H. Burtscher. “Physical characterization of particulate emissions from diesel engines: a review”. *Journal of Aerosol Science* 36 (2005), págs. 896-932 (vid. pág. 145).
- [283] I. S. Abdul-Khalek, D. B. Kittelson, B. R. Graskow, Q. Wei y F. Bear. “Diesel exhaust particle size: measurement issues and trends”. *SAE International* 980525 (1998) (vid. pág. 145).

- [284] K. Yamamoto, S. Oohori, S. Yamashita y S. Daido. “Simulation on soot deposition and combustion in diesel particulate filter”. *Proceedings of the Combustion Institute* 32 (2009), págs. 1965-1972 (vid. pág. 157).
- [285] V. Bermúdez, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Analysis of heavy-duty turbocharged diesel engine response under cold transient operation with a pre-turbo aftertreatment exhaust manifold configuration”. *International Journal of Engine Research* 14(4) (2013), págs. 341-53 (vid. pág. 157).
- [286] J. Li y R. Mital. “Effect of DPF Design Parameters on Fuel Economy and Thermal Durability”. *SAE Technical Paper* 2012-01-0847 (2012) (vid. pág. 157).
- [287] A. J. Torregrosa, J. R. Serrano, F. J. Arnau y P. Piqueras. “A fluid dynamic model for unsteady compressible flow in wall-flow diesel particulate filters”. *Energy* 36(1) (2011), págs. 671-684 (vid. pág. 157).
- [288] F. Payri, A. Broatch, J. R. Serrano y Piqueras. “Experimental-theoretical methodology for determination of inertial pressure drop distribution and pore structure properties in wall-flow diesel particulate filters (DPFs)”. *Energy* 36(12) (2011), págs. 6731-6744 (vid. pág. 157).
- [289] S. Noguchi, Y. Sogawa, H. Kawaguchi y N. Hono. “A quantitative study of fuel efficiency of diesel vehicles with diesel particulate filters in repeated test cycles”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1704 (2012) (vid. pág. 157).
- [290] P. Tournonias y G. C. Koltsakis. “Model-based comparative study of Euro 6 diesel aftertreatment concepts focusing on fuel consumption”. *International Journal of Engine Research* 12 (2011), págs. 238-51 (vid. pág. 158).
- [291] V. Bermúdez, J. R. Serrano, P. Piqueras y O. García-Afonso. “Pre-DPF water injection technique for pressure drop control in loaded wall-flow diesel particulate filters”. *Applied Energy* 140(0) (2015), págs. 234-245 (vid. págs. 158-160).
- [292] G. Gaiser y P. Mucha. “Prediction of pressure drop in diesel particulate filters considering ash deposit and partial regeneration”. *SAE Technical Paper* 2004-01-0158 (2004) (vid. pág. 158).
- [293] A. Sappok y V. Wong. “Ash effects on diesel particulate filter pressure drop sensitivity to soot and implications for regeneration frequency and DPF control”. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 3 (2010), págs. 380-96 (vid. pág. 158).
- [294] Y. Wang, V. Wong, A. Sappok y S. Munnis. “The sensitivity of DPF performance to the spatial distribution of ash inside DPF inlet channels”. *SAE Technical Paper* 2013-01-1584 (2013) (vid. pág. 158).
- [295] A. Dittler. “Ash transport in diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper* 2012-01-1732 (2012) (vid. pág. 158).
- [296] R. M. Bethea. *Air pollution control Technology*. New York: Van Nostrand Reinhold, 1978 (vid. pág. 158).

- [297] K. T. Semrau. "Practical process design of particulate scrubbers". *Chemical Engineering* 84 (1977), págs. 87-91 (vid. pág. 158).
- [298] M. Jeguerim, V. Tschamber, J. F. Brilhac y P. Ehrburges. "Oxidation mechanism of carbon black by NO<sub>2</sub>: effect of water vapour". *Fuel* 84 (2005), págs. 1949-56 (vid. págs. 169, 180).
- [299] U. Kirchner, V. Scheer y R. Vogt. "FTIR Spectroscopic investigation of the mechanism and kinetics of the heterogeneous reactions of NO<sub>2</sub> and HNO<sub>3</sub> with soot". *The Journal of Physical Chemistry A* 104 (2000), págs. 8908-15 (vid. pág. 169).
- [300] J. O. Uchisawa, A. Obuchi, A. Ogata, R. Enomoto y S. Kushiya. "Effect of feed gas composition on the rate of carbon oxidation with Pt/SiO<sub>2</sub> and the oxidation mechanism." *Applied Catalysis B: Environmental* 21(1) (1999), págs. 9-17 (vid. pág. 169).
- [301] D. Fino y V. Specchia. "Open issues in oxidative catalysis for diesel particulate abatement". *Powder Technology* 180 (2008), págs. 64-73 (vid. pág. 176).
- [302] A. Podgórski, A. Bałazy y L. Gradon. "Application of nanofibers to improve the filtration efficiency of the most penetrating aerosol particles in fibrous filters". *Chemical Engineering Science* 60(20) (2006), págs. 6804-6815 (vid. pág. 176).
- [303] M. Schejbal, J. Stepanek, M. Marek, P. Koci y M. Kubicek. "Modelling of soot oxidation by NO<sub>2</sub> in various types of diesel particulate filters". *Fuel* 89(9) (2010), págs. 2365-2375 (vid. pág. 180).
- [304] A. C. Alkidas. "Combustion advancements in gasoline engines." *Energy conversion and management* 48 (2007), págs. 2751-2761 (vid. pág. 193).
- [305] B. Stiebels, M. Schweizer, F. Ebus y E. Pott. "Die FSI-Technologie von Volkswagen - nicht nu rein Verbrauchskonzept". *Direkteinspritzung im Ottomotor IV. Expert-Verlag* (2003) (vid. págs. 193, 197).
- [306] C. Pope y D. Dockery. "Health effects of fine particulate air pollution: lines that connect". *Journal of the Air and Waste Management Association* 56 (2006), págs. 709-742 (vid. pág. 193).
- [307] G. Fontana y E. Galloni. "Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation". *Applied Energy* 87 (2010), págs. 2187-2193 (vid. págs. 193, 194).
- [308] S. S. Merola y B. M. Vaglieco. "Knock investigation by flame and radical species detection in spark ignition engine for different fuels". *Energy conversion and management* 48 (2007), págs. 2897-2910 (vid. pág. 193).
- [309] D. Agarwal, S. K. Singh y A. K. Agarwal. "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emission, deposits, and durability of a constant speed compression ignition engine." *Applied Energy* 88 (2011), págs. 2900-2907 (vid. pág. 194).

- [310] C. Sayin y M. K. Balki. “Effect of compression ratio on the emission, performance and combustion characteristics of a gasoline engine fueled with isobutanol/gasoline blends”. *Energy* 82 (2015), págs. 550-555 (vid. pág. 194).
- [311] M. K. Balki y C. Sayin. “The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline”. *Energy* 71 (2014), págs. 194-201 (vid. pág. 194).
- [312] B. Gradin y H. E. Angstrom. “Replacing fuel enrichment in a turbo charged SI engine: lean burn or cooled EGR”. *SAE Technical Paper* 1999-01-3505 (1999) (vid. págs. 194, 195).
- [313] U. Baretzky y col. *Gasoline Engine with Direct Injection. Processes, Systems, Development, Potential*. Ed. por R. van Basshuysen. Vieweg+Teubner, GWV Hachverlage GmbH, Wiesbaden 2009 (vid. págs. 194, 204).
- [314] S. Potteau, P. Lutz, S. Leroux y M. Stephanie. “Cooled EGR for a turbo SI engine to reduce knocking and fuel consumption”. *SAE Technical Paper* 2007-01-3978 (2007) (vid. págs. 194, 195).
- [315] H. Blank, H. Dismon, M. W. Kochs y M. Sanders. “EGR and air management for direct injection Gasoline engines”. *SAE Technical Paper* 2002-01-0707 (2002) (vid. págs. 194, 195).
- [316] M. Kaiser, U. Krueger, R. Harris y L. Cruiff. “Doing more with less - the fuel economy benefits of cooled EGR on a direct injected spark ignition boosted engine”. *SAE Technical Paper* 2010-01-0589 (2010) (vid. págs. 194, 195).
- [317] F. Sarikoc, A. Kettner M. Velji y U. Spicher. “Potential of reducing the NOx emission in a spray guided DI gasoline engine by stratified exhaust gas recirculation (EGR).” *SAE Technical Paper* 2006-01-1261 (2006) (vid. págs. 194, 197).
- [318] D. Tomazic y A. Pfeifer. “Cooled EGR - a must or an option for 2002/04.” *SAE Technical Paper* 2002-01-0962 (2002) (vid. pág. 194).
- [319] W. Haiqiao, Z. Tianyu, S. Gequn, T. Linlin y W. Yuesen. “Gasoline engine exhaust gas recirculation - A review”. *Applied Energy* 99 (2012), págs. 534-5444 (vid. pág. 194).
- [320] T. Alger, J. Gingrich, I. A. Khalek y B. Mangold. “The role of EGR in PM emissions from gasoline engines”. *SAE Technical Paper* 2010-01-0353 (2010) (vid. pág. 194).
- [321] B. Liang, Y. Ge, J. Tan, X. Han, G. Liping, L. Hao, W. Ye y P. Dai. “Comparison of PM emission from a gasoline direct injected (GDi) vehicle and port fuel injected (PFI) vehicle measured by electrical low pressure impact (ELPI) with two fuels: Gasoline and M15 methanol gasoline”. *Journal of Aerosol Science* 57 (2013), págs. 22-31 (vid. págs. 194, 195).

- [322] Z. Zhijin, Z. Haiyan, W. Tianyou y J. Ming. "Effects of tumble combined with EGR (exhaust gas recirculation) on the combustion and emissions in a spark ignition engine at part loads." *Energy* 65 (2014), págs. 18-24 (vid. págs. 194, 201).
- [323] E. Galloni, G. Fontana y R. Palmaccio. "Effects of exhaust gas recycle in a downsized gasoline engine". *Applied Energy* 105 (2013), págs. 99-107 (vid. págs. 195, 202).
- [324] D. Roth, P. Keller y M. Becker. "Requirements of external EGR systems for dual cam phase turbo GDI engines". *SAE Technical Paper* 2010-01-0588 (2010) (vid. págs. 195, 202).
- [325] Z. Zhijin, W. Tianyou, J. Ming, W. Qun, M. Xiangzan y S. Gequn. "Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation". *Fuel* 130(0) (2014), págs. 177-188 (vid. págs. 195, 201, 202).
- [326] X. Gu, Z. Huang, J. Cai, J. Gong, X. Wu y C. Lee. "Emission characteristics of a spark-ignition engine fuelled with gasoline-n-butanol blends in combination with EGR". *Fuel* 93 (2012), págs. 611-617 (vid. págs. 195, 202, 206).
- [327] A. Waltner, P. Luckert, U. Schaupp, E. Rau, R. Kemmler y R. Weller. "Zukunftstechnologie des Ottomotors: strahlgefuehrte Direkteinspritzung mit Piezo-Injektor". *27 Internationales Wiener Motorensymposium, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Nr.622, Dusseldorf: VDI Verlag.* (2006) (vid. págs. 197).
- [328] M. Lapuerta, O. Armas y J. J. Hernández. "Diagnostic of DI diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas". *Applied Thermal Engineering* 19(5) (1999), págs. 513-529 (vid. págs. 202).
- [329] F. Payri, S. Molina, J. Martin y O. Armas. "Influence of measurement errors and estimated parameter of combustion diagnosis". *Applied Thermal Engineering* 26(2-3) (2006), págs. 226-236 (vid. págs. 202).
- [330] U. Spicher, H. Kubach y J. P. Haentsche. "Die strahlgefuehrten Direkteinspritzung als Zukunfts-konzept fuer Ottomotoren." *MTZ-Konferenz Motor* (2006), Stuttgart (vid. págs. 204).
- [331] T. Alger, T. Chauvet y Z. Dimitrova. "Synergies between high EGR operation and GDi systems". *SAE Technical Paper* 2008-01-0134 (2008) (vid. págs. 205).
- [332] C. Park, S. Kim, H. Kim e Y. Moriyoshi. "Stratified lean combustion characteristics of spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine". *Energy* 41 (2012), págs. 401-407 (vid. págs. 205).
- [333] R. Heck y R. Farrauto. "Automobile exhaust catalyst". *Applied Catalysis, A: General* 221 (2001), págs. 443-457 (vid. págs. 207).
- [334] J. L. C Fajin, M. N. D. S. Cordeiro y J. R. B. Gomes. "Unraveling the mechanism of the NO reduction by CO on gold based catalysts". *Journal of Catalysis* 289 (2012), págs. 11-20 (vid. págs. 209).

- [335] A. Y. Watson y P. A. Valberg. “Carbon black and soot: two different substances”. *AIHAJ* 62 (2001), págs. 218-228 (vid. pág. 210).
- [336] M. Mueller, B. G. y H. Pitsch. “Hybrid Method of Moments for modeling soot formation and growth”. *Combustion and Flame* 156(6) (2009), págs. 1143-1155 (vid. pág. 210).
- [337] B. S. Haynes y H. G. Wagner. “Soot formation”. *Progress in Energy and Combustion Science* 7(4) (1981), págs. 229-273 (vid. pág. 210).
- [338] M. Frenklach y H. Wang. “Detailed mechanism and modeling of soot particle formation”. *Springer Series in Chemical Physics* 59 (1994), págs. 165-192 (vid. pág. 210).
- [339] H. Bockhorn y T. Schäfer. “Growth of soot particles in premixed flames by surfaces reactions”. *Springer Series in Chemical Physics* 59 (1994), págs. 253-274 (vid. pág. 210).
- [340] E. Ranzi, A. Sogaro, P. Gaffuri, G. Pennati y C. K. Westbrook. “New comprehensive reaction mechanism for combustion of hydrocarbon fuels”. *Combustion flame* 99(2) (1994), págs. 201-11 (vid. pág. 211).
- [341] S. Mosbach, M. S. Celnik, A. Raj, M. Kraft, H. R. Zhang, S. Kubo y K. O. Kim. “Towards a detailed soot model for internal combustion engines”. *Combustion and Flame* 156(6) (2009), págs. 1156-1165 (vid. pág. 211).
- [342] I. M. Kennedy. “Models of soot formation and oxidation”. *Progress in Energy and Combustion Science* 23(2) (1997), 95-132(38) (vid. pág. 211).
- [343] G. Moon, Y. Lee, K. Choi y D. Jeong. “Emission characteristics of diesel, gas to liquid, and biodiesel-blended fuels in a diesel engine for passenger cars”. *Fuel* 89(12) (2010), págs. 3840-3846 (vid. pág. 212).
- [344] F. Bonatesta, E. Chiappetta y A. La Rocca. “Part-load particulate matter from a GDI engine and the connection with combustion characteristics”. *Applied Energy* 124(0) (2014), págs. 366-376 (vid. pág. 213).